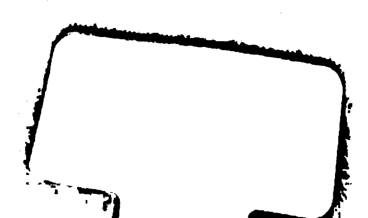


TECHNISCHE LEHRHEFTE.
Maschinenbau. — Heft 9.

Berechnung und Konstruktion der TURBINEN.

Eine kurzgefaſste Theorie in elementarer Darstellung
mit erläuternden Rechnungsbeispielen

von

Jos. Keſsler,
Ingenieur.

Vierte, vermehrte und verbesserte Auflage.

Mit 59 Abbildungen.

Leipzig,
J. M. Gebhardt's Verlag
1905.

Inhalt.

Einleitung.

§ 1. Einteilung der Turbinen.

Die Turbinen sind Wasserräder, bei welchen sich das Wasser relativ gegen die Schaufeln in Bewegung befindet, das heißt, sein Arbeitsvermögen an das Rad abgibt, indem es an der gekrümmten Schaufel entlangfließt. Eintritt und Austritt erfolgen durch zwei verschiedene Öffnungen der Radzelle. Eine Ausnahme bildet das Wasserrad von Poncelet, welches mitunter zu den Turbinen gerechnet wird. Bei diesem läuft das Wasser an der krummen Schaufel hin und zurück, verläßt also die Zelle durch dieselbe Öffnung, durch welche es eintrat.

Bei den **Radialturbinen** (Fig. 4, 5, 7, 8) findet die Wasserbewegung in der Radebene statt, und man nennt solche Räder innenschlächtig oder außenschlächtig, je nachdem der Eintritt des Wassers auf der inneren oder äußeren Seite des Radkranzes erfolgt. Bei den **Axialturbinen** (Fig. 6, 9, 10, 12, 17, 18, 19) fließt das Wasser normal gegen die Radebene oder in Richtung der Radachse zu und ab. Die beiden Systeme werden auch kombiniert, so daß z. B. der Wasserzufluß in der Radebene erfolgt, der Austritt normal zu derselben. (Alte Konstruktion von Schiele; auch das in neuerer Zeit oft genannte Pelton-Rad gehört in gewissem Sinne hierher.) Ebenso hat man in neuerer Zeit bei außenschlächtigen Überdruckturbinen (Francis-Turbinen) die Radschaufeln so geformt, daß das Wasser radial eintritt und zum größten Teil axial austritt, also auf seinem Wege durch das Rad die Hauptrichtung ändert (Fig. 54, 55, 56). Eine ähnliche Zwitterstellung wie die soeben genannten Konstruktionen nehmen die **Kegelturbinen** ein, bei welchen die Eintrittsquerschnitte des Rades und wohl auch die Austrittsöffnungen den Mantel eines Kegels bilden. Das Wasser strömt in den Innenraum des Kegels und fließt von da axial ab (Fig. 11).

Man teilt die Turbinen ferner ein in **Vollturbinen** und **Partialturbinen** und versteht unter ersteren solche, bei welchen das Wasser das ganze Rad in Angriff nimmt, d. h. durch sämtliche Radzellen gleichzeitig strömt, während bei den Partialturbinen nur ein Teil des Rades beaufschlagt ist.

Nach der Wirkungsweise des Wassers unterscheidet man **Druckturbinen** und **Überdruckturbinen.** Bei den Druckturbinen wirkt das Wasser durch seine lebendige Kraft; die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser dem Rade zuströmt, ist nur vom Gefälle abhängig und das Wasser geht in Form eines auf der einen Seite freien Strahles — welcher sich also nur an die konkave Wandung der Zelle anschmiegt — durch das Rad. Bei den Überdruckturbinen

hingegen erfolgt die Kraftwirkung hauptsächlich infolge der Pressung oder Spannung des Wassers; die Geschwindigkeit, mit welcher dasselbe in das Rad eintritt, ist nicht nur durch das Gefälle, sondern auch noch durch gewisse Verhältnisse des Rades bedingt. Die Radzellen sind durch die Wasserspannung ganz gefüllt und die Bewegung des Wassers durch die Radzellen ist eine beschleunigte. Man nennt die **Überdruckturbinen** auch Reaktionsturbinen oder Preßstrahlturbinen. Die Druckturbinen hat man als Freistrahlturbinen bezeichnet.

Turbinen, bei welchen das Wasser nur durch **Stoß** wirkt, kamen früher in sehr primitiver Ausführung vor; für den Maschinenkonstrukteur haben sie heute keine Bedeutung mehr.

Bei jeder neueren Turbine ist ein feststehender Leitapparat angebracht, welcher durch gekrümmte Schaufeln das Wasser dem Rade in geeigneter Weise zuführt. Man hat auch Turbinen ohne Leitapparat auszuführen versucht, dieselben arbeiten aber gerade deshalb mit geringerem Wirkungsgrade, weil das Wasser in ungeeigneter Weise in das Rad eintritt.

Man beschränkt sich heute auf die Ausführung der nachfolgenden Turbinenarten, welche den Ansprüchen, die man an eine hydraulische Radmaschine stellt, ziemlich vollständig genügen.

I. **Radiale Druckturbinen.** (Fig. 4, 5.) Gewöhnlich partiell beaufschlagt; innen- oder außenschlächtig; in horizontaler oder vertikaler Aufstellung, d. h. die Radebene horizontal oder vertikal. Man nennt diese Maschinen auch **Zentrifugalturbinen** oder **Tangentialräder.** Die erste Idee zu diesen Maschinen rührt von Poncelet her; die erste Ausführung außenschlächtiger Tangentialräder geschah durch Zuppinger. Innenschlächtige Räder wurden zuerst durch Schwamkrug ausgeführt, und zwar in vertikaler Aufstellung. In neuerer Zeit vervollkommnete man diese Räder durch die Ausweitung der Zellen, das heißt durch allmähliche Vergrößerung der Radbreite nach der Austrittsstelle hin.

II. **Axiale Druckturbinen.** (Fig. 6, 10, 17, 18, 19.) Wohl immer horizontal aufgestellt; partiell oder auch voll beaufschlagt; Girard-Turbinen.

III. **Radiale Überdruckturbinen.** (Fig. 7, 8.) Ebenfalls horizontal aufgestellt. Die innenschlächtigen wurden zuerst von Fourneyron, die außenschlächtigen von Francis angewandt. Die Turbinen von Cadiat und Combes, welche keinen Leitapparat haben, sowie die schottischen Turbinen werden wohl nirgends mehr neu erbaut.

IV. **Axiale Überdruckturbinen.** (Fig. 9, 12.) Meistens in horizontaler Aufstellung, hin und wieder aber auch das Rad in vertikaler Ebene. Man nennt diese Räder nach ihren Erfindern Henschel- oder Jonval-Turbinen.

V. **Turbinen,** bei welchen das Wasser beim Durchfließen die Hauptrichtung ändert. Überdruckturbinen nach Francis. Peltonrad.

VI. **Kegelturbinen.** Bis jetzt nur als Überdruckturbinen ausgeführt.

Außer den obengenannten Überdruckturbinen mit freiem Strahl gibt es auch noch solche mit erzwungener Form des Strahles. Bei der von Hänel konstruierten **Grenzturbine** sind die Schaufeln in der Mitte derartig verdickt, daß der Wasserstrahl an beiden Wandungen der Zelle anschließen muß. (Fig. 20.)

§ 2. Unterschied zwischen Druck- und Überdruckturbinen.

Bei der Druckturbine ist die Art und Weise der Wasserwirkung eine ganz andere als bei der Überdruckturbine. Bei der ersteren strömt das Wasser vollkommen frei aus dem Leitapparat, d. h. mit der ganzen Geschwindigkeit, die zu der betreffenden Druckhöhe des Wassers gehört; diese Geschwindigkeit wird dem Wasser durch das Turbinenrad wieder entzogen, wodurch die lebendige Kraft oder die Arbeit an das Rad abgegeben wird. Bei der Überdruckturbine hingegen wird der Ausfluß des Wassers aus dem Leitapparat durch das Laufrad derart gehindert, daß der Ausfluß nicht mit der ganzen, dem Gefälle entsprechenden Geschwindigkeit stattfindet. Der Wasserdruck wird also nur zum Teil in Geschwindigkeit umgesetzt und diese wird wieder durch das Laufrad dem Wasser entzogen. Gleichzeitig aber ist der noch übrige Wasserdruck oder die Spannung des Wassers — als sogenannter Spaltendruck — tätig.

Im Spalt, d. h. in der Fuge zwischen Leitapparat und Laufrad, steht also bei der Überdruckturbine das Wasser unter einer besonderen Pressung oder Spannung, so daß ein Verlust an Wasser eintreten würde, wenn der Spalt zu weit wäre und nach der Seite hin in die freie Luft mündete. Eine Überdruckturbine muß also, wenn sie über dem Unterwasser angeordnet ist, in ein bis ins Unterwasser reichendes Gehäuse eingeschlossen sein, so daß sie von der Luft vollständig abgeschlossen ist; liegt das Rad unter dem Unterwasserspiegel, so kann das Hinterwasser schon jenen Abschluß bewirken. Die Druckturbine dagegen geht in freier Luft und man braucht bei ihr den Spalt nicht so eng zu machen wie bei der Überdruckturbine.

Es bezeichne:

H das ganze nutzbare Gefälle in Metern,
H_1 die Entfernung des Spaltes vom Oberwasserspiegel,
h_1 die Entfernung des Spaltes vom Unterwasserspiegel,
h_0 eine den Atmosphärendruck messende Wassersäule

$$h_0 = 10{,}336 \text{ m} \sim 10 \text{ m},$$

h_s eine Wassersäule, welche die Pressung angibt, unter welcher das Wasser im Spalt steht (Spaltendruck),
c die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser den Leitapparat verläßt,
g die Beschleunigung der Schwere, $g = 9{,}81$ m.

Die Figuren 1, 2, 3, erläutern diese Bezeichnungen, und zwar gilt Fig. 1 für eine Druckturbine, Fig. 2 für eine Überdruckturbine, welche über dem Unterwasserspiegel aufgestellt ist, und Fig. 3 für eine Überdruckturbine, welche unter Wasser geht. Bei der in Fig. 2 dargestellten

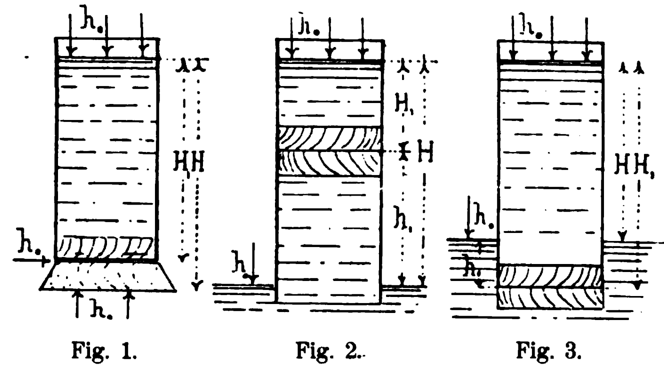


Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3.

Anordnung geht das Rohr, welches die Turbine einschließt, bis unter den Unterwasserspiegel, so daß die unter dem Turbinenrade hängende Wassersäule saugend mitwirkt. Offenbar darf h_1 dann nicht größer sein als $h_0 = 10$ m.

Der bei den Überdruckturbinen auftretende Spaltendruck beschleunigt als eine andauernd wirksame Kraft die Durchflußbewegung im Laufrade und vermindert die Zuflußgeschwindigkeit c. Dieser letzteren entspricht eine Druckhöhe $\frac{c^2}{2g}$. Die den Ausfluß aus dem Leitapparat bewirkenden Druckhöhen sind H_1 und h_0, während h_s dem Ausfluß entgegen wirkt. Deshalb ist

$$\frac{c^2}{2g} = H_1 + h_0 - h_s \text{ für alle drei Fälle.}$$

Der absolute Spaltendruck ist also:

$$\mathbf{h_s = H_1 + h_0 - \frac{c^2}{2g}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{1}$$

Dem aus dem Laufrade austretenden Wasser wirkt im ersten Fall der Atmosphärendruck h_0 entgegen; im zweiten Fall findet dasselbe statt, doch wird die Ausflußgeschwindigkeit durch die Wassersäule h_1 vermehrt, während sie im dritten Fall durch h_1 vermindert wird. Zieht man den Gegendruck vom Spaltendruck h_s ab, so erhält man den Überdruck h'_s

$$h'_s = h_s - (h_0 \mp h_1) = H_1 + h_0 - \frac{c^2}{2g} - (h_0 \mp h_1)$$

für alle drei Fälle. Bei h_1 bezieht sich das obere Vorzeichen auf Fig. 2, das untere auf Fig. 3.

$$h'_s = h_s - (h_0 \mp h_1) = H_1 - \frac{c^2}{2g} \pm h_1.$$

Nun ist aber bei Fig. 2 und 3 $H_1 \pm h_1 = H$ folglich:

$$\mathbf{h'_s = h_s - (h_0 \mp h_1) = H - \frac{c^2}{2g}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{1a}$$

Im ersten Fall, d. h. bei der Druckturbine ist $h_1 = 0$, folglich der Spaltenüberdruck $h'_s = h_s - h_0$ und dieser ist $= 0$, weil der freie Ausfluß des Wassers aus dem Leitapparat durch nichts gehindert wird. Mithin ist $h_s = h_0$ und $H_1 = \frac{c^2}{2g}$ oder $c = \sqrt{2g \cdot H_1}$. Die Ausflußgeschwindigkeit entspricht also der ganzen Druckhöhe H_1. Hierbei ist $H = H_1$ gedacht, also nach Fig. 1 die Radhöhe vernachlässigt. Hat das Wasser im Laufrade vom Eintrittspunkt bis zum Austrittspunkt noch eine bemerkbare senkrechte Höhe zu durchfallen, so ist $H_1 > H$. Aus H berechnet man die Leistung der Maschine, aus H_1 bestimmt sich die Geschwindigkeit c.

Bei den Überdruckturbinen ist aber $h_s > h_0 \mp h_1$ und es haben daher beide Seiten von 1a einen positiven Wert. Mithin ist $H > \frac{c^2}{2g}$, d. h. die Geschwindigkeit c ist kleiner, als die der Druckhöhe H entsprechende. Das Wasser im Spalt steht also unter einem Druck, welcher einer Wassersäule h_s entspricht und diese Wasserspannung wirkt sowohl auf den Wasserinhalt der Radzellen als auch auf den der Leitzellen, so daß alle Kanäle vollständig mit Wasser ausgefüllt werden. Da nun der Spaltendruck fortwährend wirkt, so muß jedes Wasserteilchen mit Beschleunigung, d. h. mit wachsender Geschwindigkeit durch

die Radzelle gehen. Die Wirkung des Wassers ist hier ähnlich wie bei einem beweglichen Gefäß, aus welchem Wasser durch eine seitliche Öffnung ausströmt; der Wasserdruck auf der der Öffnung gegenüberliegenden Wand setzt das Gefäß in Bewegung. (Rad von Segner.) Daher der Name Reaktionsturbine.

Da selbst bei den besten Ausführungen der Spalt immer noch eine Weite von 3—4 mm hat, so wird durch den Spaltendruck das Wasser auch in solche Radzellen getrieben, welche man etwa behufs Regulierung dem Wasser verschlossen haben würde (durch Verschluß der Leitzellen); auch würde das Wasser, da unter dem Laufrade ebenfalls noch eine gewisse Spannung herrscht, von unten in die Radzellen einzudringen suchen, so daß die gewünschte Wasserwirkung sehr gestört würde. Eine Überdruckturbine sollte also stets Vollturbine sein und nicht durch Verschluß einzelner Leitzellen reguliert werden.

Füllt bei einer Druckturbine der Wasserstrahl die Eintrittsöffnung der Radzelle ganz genau aus und ebenso die Austrittsöffnung, so bildet sich im Innern der Zelle, woselbst sie eine größere Weite hat, eine Luftleere, da der Wasserstrahl alle Luft mit hinausreißt. Taucht nun das Rad in das Unterwasser ein, so wird des hydraulischen Widerstandes wegen, der dem Austritt entgegenwirkt, eine Rückwärtspressung eintreten, welche die Zelle bald ganz mit Wasser ausfüllt, so daß die beabsichtigte Wirkungsweise des Wassers dadurch gestört wird. Schon die Luftleere im Innern der Zelle wirkt in dieser Weise. Man hat daher für Zufuhr neuer Luft zu sorgen und bringt zu diesem Zweck entweder seitliche Öffnungen im Radkranz an, oder man macht das Laufrad breiter als den Leitapparat, so daß neben dem in das Rad schießenden Wasserstrahl auch noch Luft mit eintreten kann. Eine Druckturbine muß also in freier Luft gehen und muß ventiliert sein.

Bei den im vorigen Paragraphen erwähnten Grenzturbinen mit Hänelscher Rückschaufelung ist eine fehlerhafte Wirbelbildung im Innern der Zelle nicht möglich, weil der Strahl durch die beiden Wände in eine bestimmte Form gezwängt ist. Eine solche Turbine kann, ohne daß ein nennenswerter Spaltenüberdruck vorhanden ist, um ein Geringes im Unterwasser waten und wird hierbei nichts von ihrer Wirksamkeit einbüßen.

Die Überdruckturbine kann übrigens auch in freier Luft gehen, doch muß man, da der Spaltendruck stets einen Wasserverlust herbeiführt, die Verhältnisse so wählen, daß h_s nicht viel größer als h_0 wird.

---

§ 3. Ausführung und Anwendung der verschiedenen Turbinenarten.

Die Anwendung der vertikalen Wasserräder oder der Wasserräder im engeren Sinne des Wortes reicht bis ins Altertum zurück. Die ersten horizontalen Wasserräder oder Turbinen sind vielleicht zu Ende des Mittelalters gebaut worden und man kann mit Rücksicht auf das, was man von jenen Konstruktionen weiß, wohl sagen, daß jene Maschinen nicht ganz ohne Verständnis der mechanischen Prinzipien konstruiert worden sind, obschon von der Vermeidung des

Stoßes noch nichts zu bemerken ist. Immerhin muß zugestanden werden, daß erst im verflossenen Jahrhundert der Turbinenbau sich zu seiner jetzigen Vollkommenheit entwickelte und die für die praktische Anwendung geeigneten Formen feststellte.

Bezüglich der Konstruktion im allgemeinen wurde wohl in § 1 eine Einteilung der heute gebräuchlichen Turbinen gegeben, aber mit Rücksicht auf

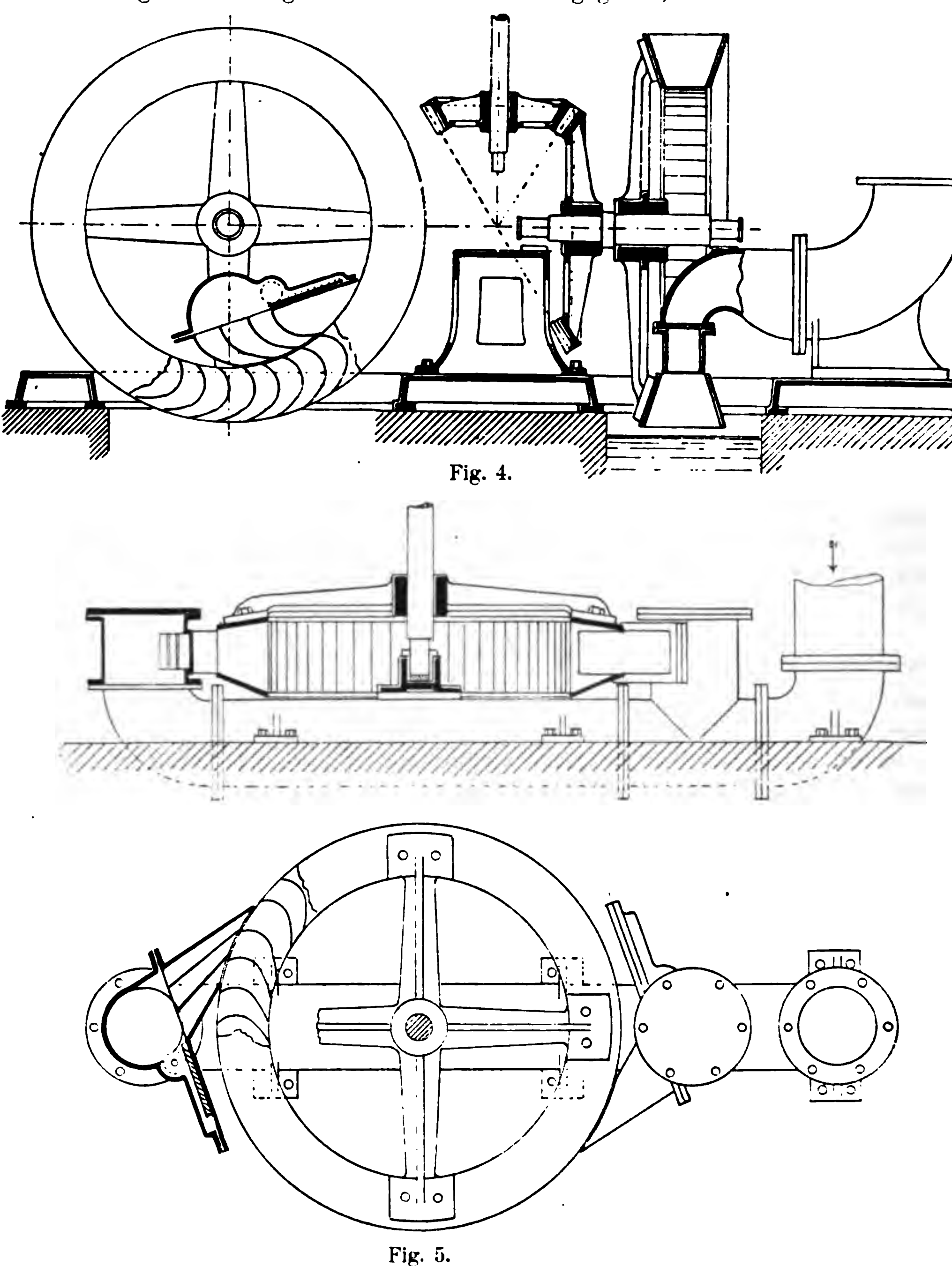


Fig. 4.

Fig. 5.

die Anordnung im besondern läßt sich eine abgeschlossene Einteilung der Turbinen nicht durchführen; oft benennt man eine Konstruktion nach einzelnen, besonders charakteristischen Teilen oder auch nach dem Erfinder.

Bei niedrigen Gefällen bringt man den Leitapparat am Boden eines oben offenen Behälters an und nennt derartige Turbinen offene. Fig. 6, 7, 8. Der genannte Behälter, in welchen der Zuleitungsgraben mündet, wird aus Holz, Eisen oder Stein ausgeführt. Bei hohen Gefällen wendet man geschlossene Turbinen an, bei welchen der Leitapparat den Boden eines verhältnismäßig kleinen, geschlossenen Behälters bildet. In diesen Behälter mündet das Zuleitungsrohr, welches das Wasser von einer höher gelegenen Sammelstelle der Turbine zuführt, wie z. B. Fig. 9 zeigt. Oft hat das Zuleitungsrohr eine bedeutende Länge.

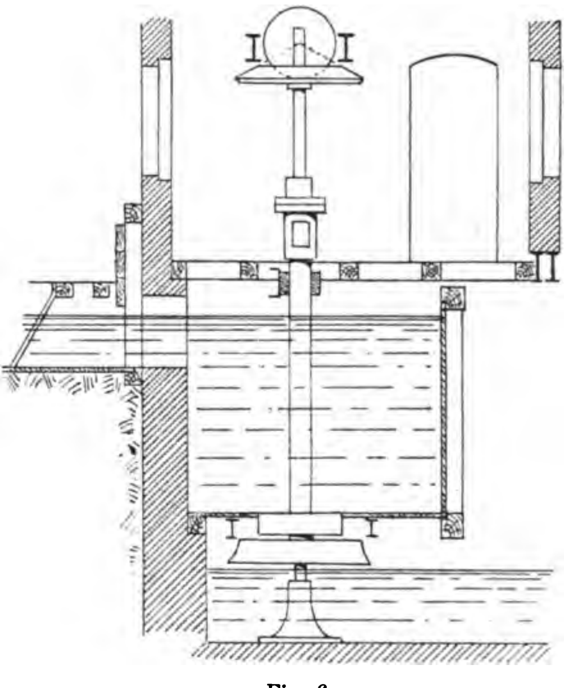


Fig. 6.

Früher setzte man das Turbinenrad auf eine massive Welle, welche unten durch ein Spurlager gestützt wurde. Derartige Unterwasserzapfen sind schwierig zu beaufsichtigen und in Stand zu halten, weshalb man jetzt meistens sogen. Überwasserzapfen anwendet. Massive Wellen werden oben an einem Kammzapfen oder Ringzapfen (Fig. 13) aufgehangen und unten nur durch ein Führungslager gehalten. Sehr häufig aber macht man die Turbinenwelle aus Gußeisen und hohl, so daß man — vertikale Welle vorausgesetzt — in diesem Rohr eine sogen. Tragstange emporführen kann, welche am oberen Ende das Spurlager trägt, während sie unten in einem Bock befestigt ist. Sitzt das die Arbeit ableitende Zahnrad auf der hohlen Welle, unterhalb des Zapfens, so daß die Zapfenkonstruktion den obersten Teil bildet, so spricht man von einem Oberzapfen, Fig. 15, bei dem Mittelzapfen, Fig. 14, hingegen sitzt das Zahnrad über dem Zapfen, und zwar

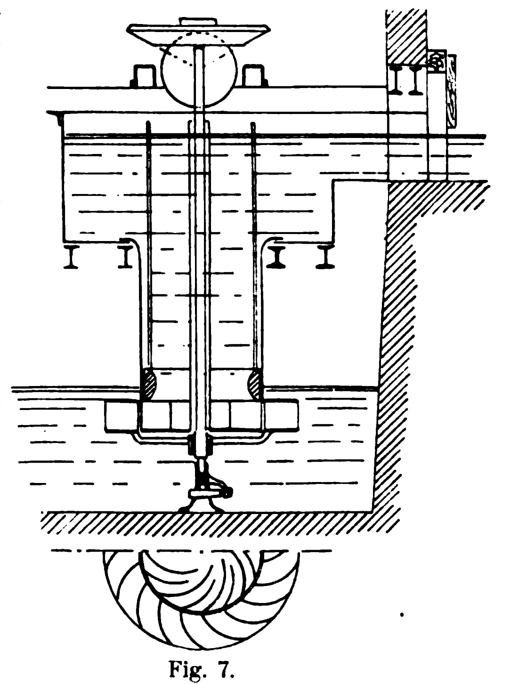


Fig. 7.

häufig auf einem angekuppelten, massiven, schmiedeeisernen Fortsatz der Welle. Viele Zapfenkonstruktionen ermöglichen auch noch eine Nachstellung, so daß man die durch Abnutzung des Zapfens herbeigeführte Erweiterung des Spaltes wieder ausgleichen kann. Oft gibt man der Spurplatte, der Ringspur oder dem Lagerkörper eine kugelförmige Auflagefläche und damit eine gewisse Beweglichkeit, wodurch ein genaues Aufeinanderliegen der Laufflächen gesichert wird.

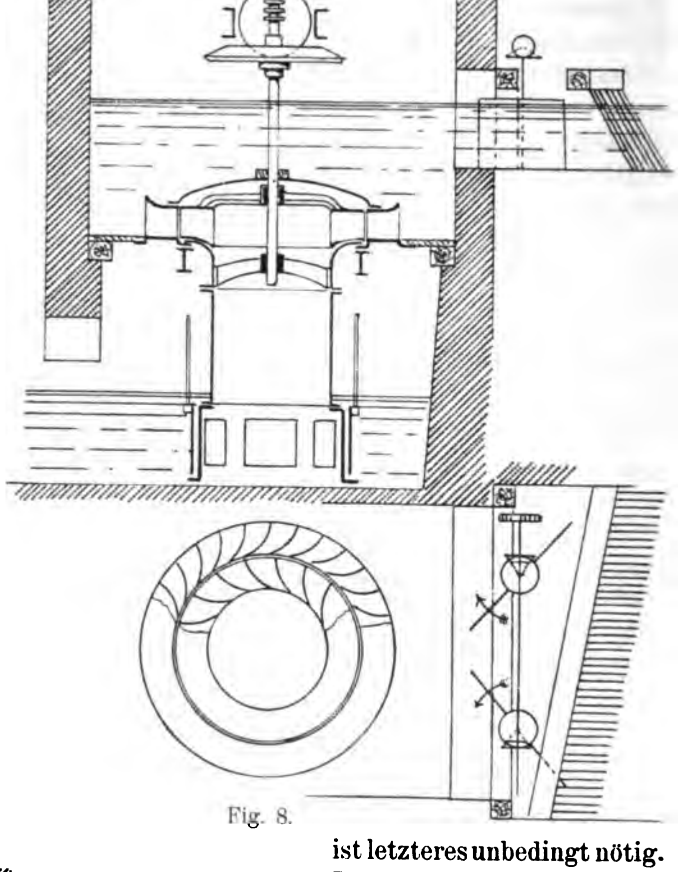
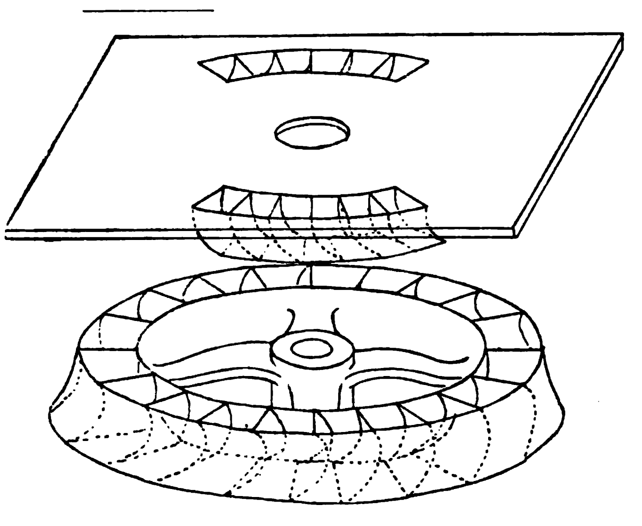


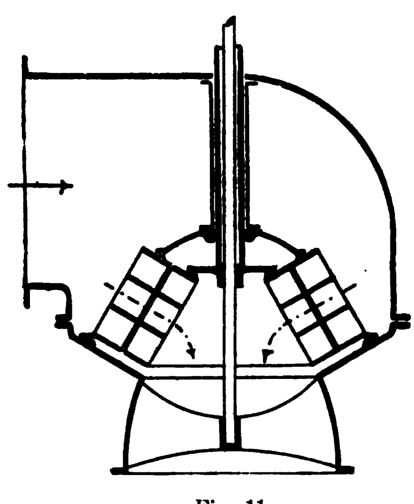
Fig. 8.

Das Turbinenrad wird auf die Welle aufgekeilt und bekommt meistens auch noch eine Sicherung gegen axiale Verschiebung; bei Axialturbinen ist letzteres unbedingt nötig. Ist die Kraft, welche das Rad abzustreifen sucht, nicht groß, so genügt eine mit Kopfschrauben vorgeschraubte Platte (siehe Fig. 18), bei größeren Kräften wendet man einen zweiteiligen Tragring an, der einerseits in eine in die Welle eingedrehte Ringnute eingreift, anderseits durch eine ähnliche Eindrehung in der Nabe vor dem Auseinanderfallen bewahrt wird. (Fig. 17.) Seltener wird das Rad an Schrauben aufgehangen, welche durch Knaggen gehen, die an der Nabe, resp. an der Welle angegossen sind. (Fig. 19.)

Fig. 9.


Fig. 10.

Die größte Mannigfaltigkeit in der Einrichtung trifft man bei den **Reguliervorrichtungen.** Bei den Überdruckturbinen wird oft eine **Drosselklappe** im Zuleitungs- oder im Ableitungsrohr angebracht. (Fig. 9.) Am Ende des Ableitungs- oder Saugrohres kann auch ein **Ringschieber** angebracht werden, wie ebenfalls Fig. 9 zeigt; durch Heben und Senken, oder bei durchbrochenem Schieber durch Drehen um die Rohrachse beherrscht man die ausfließende Wassermenge. (Siehe auch Fig. 8.) Bei **Jonval-** und **Fourneyron**-Turbinen kann der Radkranz der Breite b nach durch Wände in Kammern abgeteilt werden; richtet man nun bei **Fourneyron**-Turbinen den Leitapparat axial verschiebbar ein, so kann man dadurch die Wassermenge beherrschen. Bei **Jonval**-Turbinen werden die ringförmigen Kammern des Leitapparats durch Ringe zugedeckt. (Fig. 25.)


Fig. 11.

Bei Druckturbinen reguliert man die Wassermenge durch Verschluß einzelner Leitzellen, und zwar erhält jede einzelne Zelle einen besonderen Schieber (Fig. 20) oder eine Drehklappe (Fig. 21), oder es wird eine größere Schieberplatte angebracht, welche nach und nach über mehrere oder über alle Leitzellenöffnungen geschoben werden kann. (Fig. 4, 5, 16, 17, 18, 19.) Bei den Einzelschiebern (Fig. 20) oder den Drehklappen (Fig. 21) geschieht die Be-

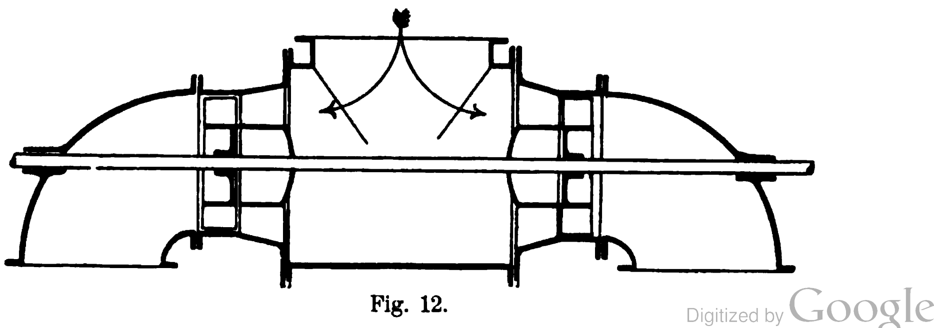

Fig. 12.

Fig. 13. Fig. 14. Fig. 15.

wegung durch einen Leitkurvenring, durch dessen Drehung jedesmal zwei diametral gegenüberliegende Zellen gleichzeitig geöffnet oder geschlossen werden. Sehr einfach und gut ist der Planschieber, Fig. 16, doch kann bei Anwendung desselben höchstens halbe Beaufschlagung stattfinden. Dieser Nachteil ist bei den Lehmannschen Patentschiebern, Fig. 17 und 18, vermieden und es kann hier der Beaufschlagungsgrad zwischen Null und Eins beliebig eingestellt werden. Ganz ähnlich ist es bei dem Sattelschieber oder konischen Plattenschieber, Fig. 19.

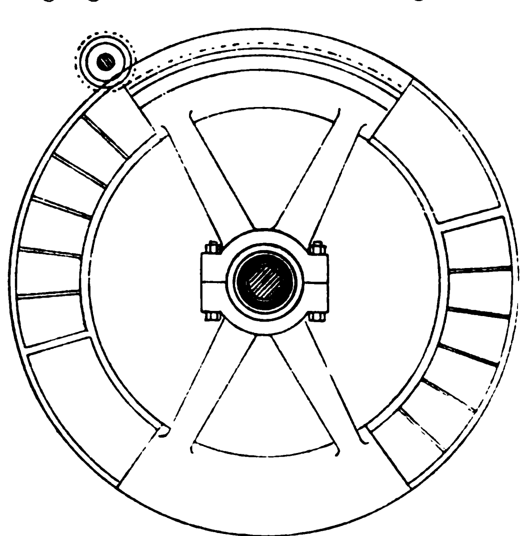
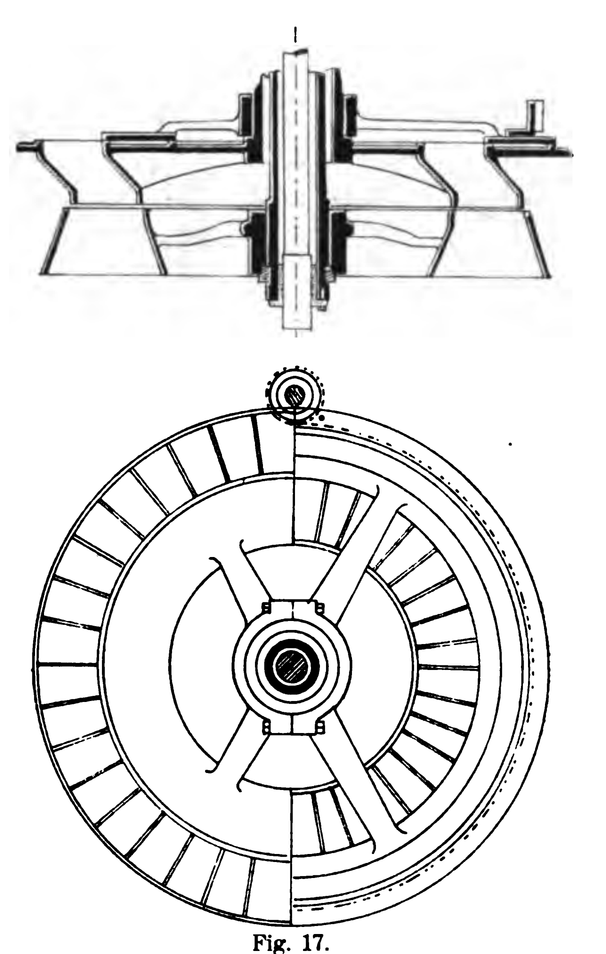


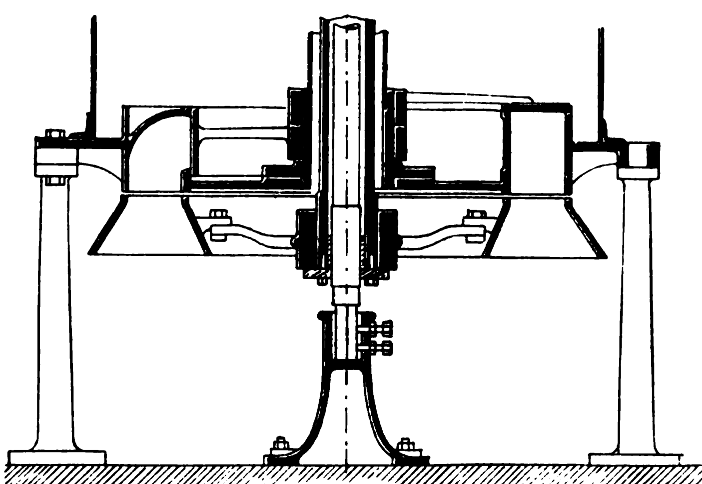
Fig. 16.

Weniger zuverlässig und haltbar ist der Rollschieber, Fig. 26. Derselbe besteht aus einer kreisringförmigen Lederplatte, die sich je zur Hälfte auf zwei diametral gegenüberliegende Kegel aufwickelt; radial aufgenietete Eisenstreifen versteifen das Leder.


Fig. 17.

Bei den Turbinen für kleine Wassermengen, wie sie in neuerer Zeit vielfach zur Ausführung kommen, verändert man behufs Regulierung den Strahlquerschnitt, da diese Turbinen oft nur eine einzige Leitzelle besitzen. Man macht hierbei die eine Zellenwand gegen die andere verschiebbar (Fig. 22 und 23), wodurch die Zellenweite vergrößert und verkleinert werden kann. Nach einer andern Konstruktionsweise kommt vor die Mündung der Leitzelle ein Schieber, durch welchen man den Mündungsquerschnitt ändern kann. (Fig. 24.)

Bei Radialturbinen hat man wohl auch die Leitschaufeln um einen Bolzen drehbar gemacht, ähnlich wie die Regulierklappen in Fig. 21. Regulierung von Fink. (Siehe Fig. 56.) Werden diese Schaufeln — oder einige derselben — um ihren Bolzen gedreht, so lehnen sie sich aneinander und sperren die Zellen ab. Durch allmähliche Drehung wird der Zellenquerschnitt, mithin auch die Wassermenge oder der Effekt geändert, freilich auch der Zuleitungswinkel. Gleichzeitig erfolgt eine Änderung der Weite des Spaltes. Wegen der Winkeländerung eignet sich diese Reguliermethode eigentlich nur für Überdruckturbinen: die Spalterweiterung ist ein Nachteil.


Fig. 18.

Der Regulierapparat der Turbinen wird oft durch die Hand des Wärters bewegt, doch hat man sich schon vor längerer Zeit bemüht, eine automatische Regulierung

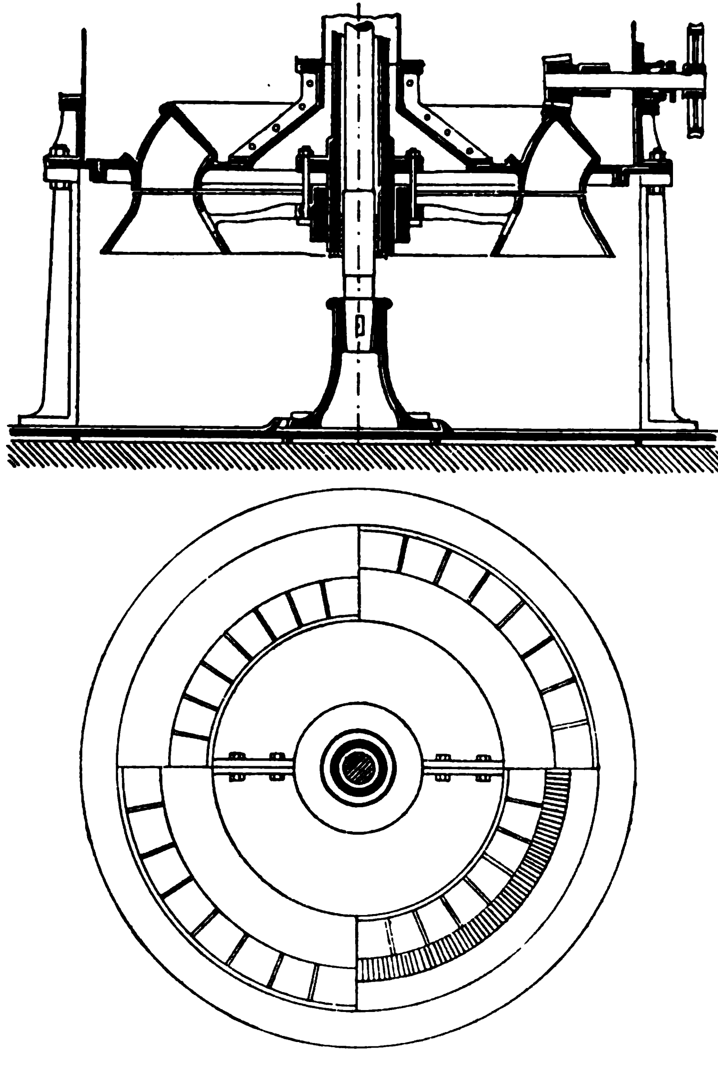


Fig. 19.

ins Werk zu richten. Von den vielen Konstruktionen, welche erdacht worden sind, haben sich manche nicht bewährt und oft konnte man den abgekuppelten Automaten untätig neben der im Gange befindlichen Turbine stehen sehen. Die neuere Zeit aber mit ihren gesteigerten Anforderungen verlangte dringend nach einer präzisen Selbstregulierung, und es ist eine solche beim Betrieb elektrischer Maschinen usw. unumgänglich nötig.

Bei den modernen Konstruktionen ist durchweg ein Zentrifugalregulator mit indirekter Wirkung angewandt. Der Regulator wirkt also nicht unmittelbar auf das eigentliche Regulierorgan, denn dazu besitzt er zu wenig Energie, er kuppelt nur eine vorhandene Kraft, den sogen. Servomotor, nach Bedarf ein und diese betätigt dann den innern Regulierapparat. Diese Kraft wird entweder von einer laufenden Transmission abgegeben oder von einer gespannten Flüssigkeit. Durch derartige Vorrichtungen kann mittels eines Schützenwerks die Wassermenge beherrscht und mithin die Turbine reguliert werden.

In andern Fällen verzichtet man auf die Regulierung der Wassermenge, das heißt man läßt ständig dieselbe Wassermenge durch die Turbine gehen und reguliert die Kraftabgabe, indem man einen unnötigen Arbeitsüberschuß vernichtet. Man läßt z. B. durch die Turbine neben den eigentlichen Arbeitsmaschinen einen Katarakt, d. h. ein Pumpwerk, betreiben, dessen Widerstand sich bei einem Geschwindigkeitsanwachs vergrößert, indem durch den Regulator der Querschnitt der Leitung vermindert wird.

Zu Fig. 20.

Fig. 20. Fig. 21.

Fig. 22. Fig. 23. Fig. 24.

Auch durch Einkuppelung von Bremswerken kann eine Turbine nach dem Prinzip der Arbeitsvernichtung reguliert werden.

Bei allen Regulierapparaten ist außen ein Zeigerwerk anzubringen, an welchem leicht ersichtlich sein muß, wie viele Leitzellen geöffnet sind oder wie viel vom ganzen Querschnitt ein Ringschieber oder dergl. noch frei läßt. (Fig. 56.)

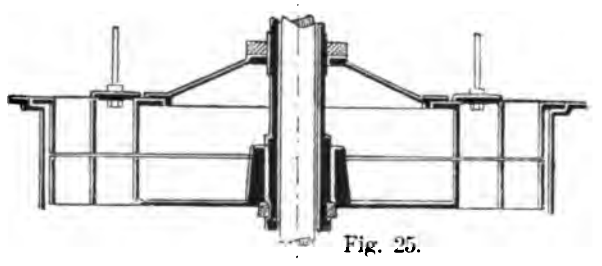


Fig. 25.

Das Turbinenrad wird häufig als ein einziges Stück gegossen, manchmal aber gießt man die Nabe mit den Armen besonders und vereinigt sie mit dem Radkranze durch Schrauben. (Fig. 18.) Statt der Arme wird wohl auch eine Scheibe angebracht, welche bei Jonval-Turbinen am besten keine Aussparungen bekommt. Die Radschaufeln können aus Gußeisen bestehen oder sie werden aus Schmiedeeisen hergestellt und ein-

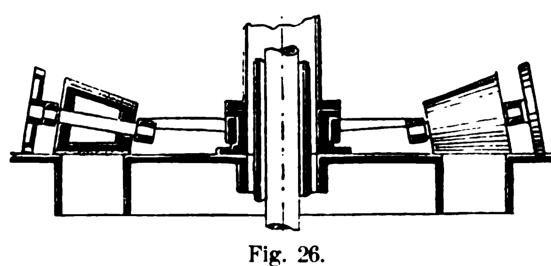


Fig. 26.

gegossen. Bei kleineren Jonval-Turbinen kann bei Anwendung gußeiserner Radschaufeln der äußere Radkranz wegbleiben. Der Leitapparat erhält meistens eingegossene Schmiedeeisenschaufeln.

Die Turbinen sind für jede Wassermenge und für jedes Gefälle anwendbar und übertreffen also in dieser Hinsicht die Wasserräder; außerdem arbeiten sie mit höherem Wirkungsgrade, so daß man sie hauptsächlich da benutzt, wo es sich um die möglichst vollständige Ausnützung einer gegebenen Wasserkraft handelt. Nur ganz große oberschlächtige oder rückschlächtige Wasserräder erreichen die Turbinen hinsichtlich des Wirkungsgrades. Handelt es sich um die Erzeugung hoher Tourenzahlen, so sind die Turbinen ebenfalls den Wasserrädern vorzuziehen, da sie gewöhnlich rasch umlaufen und daher einfachere Räderübersetzungen nötig haben als jene.

Dagegen verlangen die Turbinen eine sorgfältigere Wartung als die Wasserräder, da durch Unreinlichkeiten leicht ein Verstopfen der Leitkanäle oder der Radkanäle stattfinden kann.

Bei geringen Wassermengen wird man meist eine Partialturbine, d. h. also eine Druckturbine anwenden, weil eine Vollturbine zu kleine Dimensionen bekommen würde, so daß dieselbe, da die Umfangsgeschwindigkeit vom Gefälle abhängt — mit dem Gefälle wächst — eine zu große Umdrehungszahl haben würde. Bei kleiner Wassermenge und hohem Gefälle wendet man gewöhnlich ein Tangentialrad oder eine Girard-Turbine an; letztere kann aber auch für große Wassermengen ausgeführt werden, wenn man sie nur als Vollturbine konstruiert.

Ist der Unterwasserspiegel nur wenig veränderlich und kommt es auf einige Zentimeter Gefälle mehr oder weniger nicht an, so wählt man eine Druckturbine, welche über Wasser geht. Die Druckturbinen sind ferner bei sehr veränderlicher Wassermenge oder sehr veränderlichem Kraftverbrauch den Überdruckturbinen vorzuziehen, da sie durch Veränderung der Beaufschlagung für jede beliebige Wassermenge oder jeden beliebigen Effekt eingestellt werden können.

Ist jedoch bei ziemlich gleichförmiger Wassermenge der Stand des Unterwasserspiegels größeren Schwankungen unterworfen und soll zu allen Zeiten das ganze, augenblicklich vorhandene Gefälle ausgenutzt werden, so wählt man eine Überdruckturbine, welche ja beliebig im Unterwasser gehen kann, oder in dem sie umschließenden Saugrohr vom Unterwasser nicht berührt wird.

Auch aus der Tatsache, daß die Überdruckturbine bei gleichem Gefälle eine größere Umlaufsgeschwindigkeit besitzt als die Druckturbine, läßt sich hier und da Nutzen ziehen. Schließlich könnten auch örtliche Verhältnisse für die Wahl der Turbinenart maßgebend sein.

Bemerkenswert sind die hier und da anzutreffenden Doppelmaschinen, bei welchen zwei Turbinen eine gemeinschaftliche Achse haben. Die Bauweise wird hauptsächlich angewendet, wenn man möglichst viel Wasser auf eine Welle konzentrieren will, ohne den Raddurchmesser unvernünftig groß machen zu müssen. Zuweilen wird durch die Zwillingskonstruktion auch erreicht, daß der die Welle schädlich belastende Axialdruck durch Gegenwirkung aufgehoben wird.

Man hat z. B. zwei Jonval-Turbinen auf gemeinsamer Achse vertikal aufgestellt und das Zuleitungsrohr zwischen beide Räder einmünden lassen, wodurch das Spurlager entlastet wurde. (Fig. 12.)

§ 4. Allgemeine Bedingungen.

Soll dem zur Verfügung stehenden Wasser soviel Arbeitsvermögen als möglich entzogen werden, so muß das Wasser ohne Stoß auf die Radschaufel treten und die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser die Schaufel verläßt, muß so klein als möglich sein und muß möglichst normal auf der Bewegungsrichtung des Rades an der Austrittsstelle stehen.

Soll das Wasser ohne Stoß auf die Schaufel des Laufrades treten, so muß die relative Eintrittsgeschwindigkeit die Schaufel am Eintrittspunkt tangieren. Ist die Schaufel kontinuierlich gekrümmt, so wird das Wasser allmählich von seiner ursprünglichen Richtung abgelenkt und der Stoß — also auch der damit verbundene Effektverlust — wird vermieden.

Zuerst ein Wort über die relative Bewegung. Unter relativer Bewegung versteht man diejenige, die ein Körper in bezug auf einen zweiten, selbst in Bewegung befindlichen Körper ausführt. Ebenso sind die Ausdrücke: relativer Weg, relative Geschwindigkeit aufzufassen.

Ist z. B. in Fig. 27 W ein Wagen, welcher sich mit der Geschwindigkeit und in der Richtung v bewegt und man wirft aus S mit der Geschwindigkeit und in der Richtung c einen Ball auf seine Platte, so wird dieser Ball — wenn man von Reibungshindernissen usw. absieht — auf der Platte des Wagens den Weg u beschreiben (aufzeichnen), weil der Wagen gleichsam unter dem Ball wegfährt. In bezug auf die feststehende Unterlage (den Erdboden), auf welcher der Wagen fährt, führt der Ball die Bewegung c aus und würde z. B. ein bei Z feststehendes Ziel treffen. Man nennt hierbei c die absolute Geschwindigkeit (Bewegung, Bahn) und u die relative Geschwindigkeit (Bewegung, Bahn).

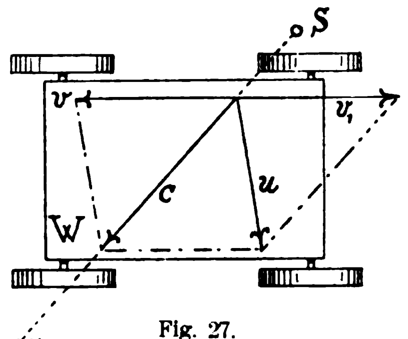


Fig. 27.

Die relative Geschwindigkeit u bildet also nach dem Parallelogrammgesetze mit der Geschwindigkeit v des beweglichen Bezugsteiles eine Resultante, welche die absolute Geschwindigkeit c ist. Oder:

Die relative Geschwindigkeit u ist die Resultante aus der absoluten Geschwindigkeit und der rückwärts genommenen Geschwindigkeit des beweglichen Bezugteiles. Für den Vorgang auf dem Wagen ist es offenbar gleichgültig, ob der Wagen mit der Geschwindigkeit v fährt und S ein fester Standpunkt ist, oder ob umgekehrt der Wagen still steht und der Punkt S mit der Geschwindigkeit $v_1 = v$ rückwärts geht. Nun ist leicht einzusehen, daß der Ball zwei Geschwindigkeiten hat, nämlich c und v_1 deren Resultante dann u ist

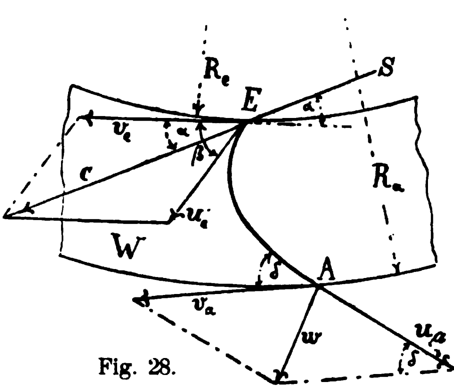


Fig. 28.

Bei einer Turbine ist der Kranz des Laufrades der Wagen W und der Leitapparat der feststehende Standpunkt S. Im Eintrittspunkt E muß die Geschwindigkeit u_e die Schaufel tangieren. (Fig. 28.)

Die Sache kann noch in anderer Weise dargestellt werden. (Siehe Fig. 29.) Zieht man im Punkt E eine Tangente TT und eine Normale NN zur Schaufelkurve, und zerlegt c sowohl als v_e in Komponenten, welche in die Richtungen TT und NN fallen, so müssen die nach NN fallenden Komponenten y und r von c und v_e einander gleich sein. Wäre y größer als r,*) so stößt das Wasser gegen die Schaufel, wäre r größer als y, das heißt, bewegte sich die Schaufel schneller als das zufließende Wasser, so würde die Schaufel gegen das Wasser stoßen. Es ist:

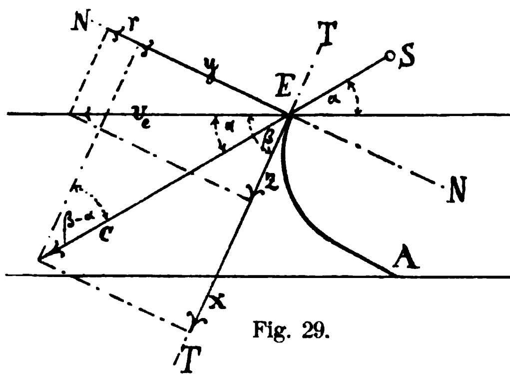


Fig. 29.

$$r = v_e \sin \beta; \text{ und } y = c \sin (\beta - \alpha)$$

$$\mathbf{v_e \sin \beta = c \sin (\beta - \alpha).}$$

Dieser Sinussatz entspricht aber dem Parallelogramm Fig. 28.

In Richtung TT hat die Schaufel die Geschwindigkeit z, das Wasser die Geschwindigkeit x, folglich ist die relative Geschwindigkeit des Wassereintritts

$$u_e = x - z$$

$$u_e = c \cos (\beta - \alpha) - v_e \cos \beta.$$

Setzt man für v_e den obigen Wert $c \cdot \frac{\sin (\beta - \alpha)}{\sin \beta}$, so ist

$$u_e = c \left(\cos (\beta - \alpha) - \cos \beta \cdot \frac{\sin (\beta - \alpha)}{\sin \beta} \right)$$

$$\mathbf{u_e = c \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}},$$

was ebenfalls umstehender Fig. 28 entspricht.

Fortan soll α der Zuleitungswinkel, β der Eintrittswinkel genannt werden.

Fließt am Austrittspunkt A das Wasser mit der relativen Geschwindigkeit u_a von der Schaufel herab, und hat an jenem Ort das Rad die Geschwindigkeit v_a, so ist die absolute Austrittsgeschwindigkeit w die Resultante aus u_a und v_a; denn der austretende Wassertropfen hat gleichzeitig die Geschwindigkeiten u_a und v_a.

Betrachtet man den Austrittswinkel δ sowie die relative Austrittsgeschwindigkeit u_a als gegebene Größen, so wird offenbar w am kleinsten, wenn man v_a so wählt, daß

$$v_a = u_a \cos \delta,$$

gleichzeitig steht dann w normal auf v_a.

*) In der Figur ist absichtlich r größer als y gezeichnet.

Früher setzte man meistens

$$\left.\begin{aligned} v_a &= u_a \text{ und} \\ w &= 2v_a \sin\frac{\delta}{2} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad 2$$

das heißt, das Geschwindigkeitsparallelogramm an der Austrittsstelle ist ein verschobenes Quadrat. Die Resultate der zweiten Anschauungsweise weichen, da δ nicht groß ist, sehr wenig von denjenigen der ersten ab; im nachfolgenden ist $v_a = u_a$ festgehalten, weil dieses mehrere Rechnungen sehr vereinfacht.

Druckturbinen.

§ 5. Radiale Druckturbinen.

1. **Geschwindigkeiten.** Ist H_1 die senkrechte Entfernung zwischen Spalt und Oberwasserspiegel, so ist die Zuflußgeschwindigkeit

$$c = \varphi \cdot \sqrt{2g\,H_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad 3$$

wo der Geschwindigkeitskoeffizient $\varphi = 0{,}9 \div 0{,}95$ ist.

Beim Eintritt in das Rad enthält das Wasser die relative Arbeitsfähigkeit oder die lebendige Kraft $\frac{Q\gamma}{g} \cdot \frac{u_e^2}{2}$, wobei Q die sekundliche Wassermenge in Kubikmetern und γ das Gewicht eines Kubikmeters bezeichnet ($\gamma = 1000$ kg). Hat man noch $g = 9{,}81$ und u_e in Metern eingesetzt, so resultieren aus obigem Ausdruck Sekundenmeterkilogramme.

Beim Austritt ist die relative lebendige Kraft $\frac{Q\gamma}{g} \cdot \frac{u_a^2}{2}$. Die Differenz: $\frac{Q\gamma}{g} \cdot \frac{u_a^2 - u_e^2}{2}$ ist beim innenschlächtigen Rade positiv, beim außenschlächtigen negativ.

Der zentrifugale Druck, den ein Körper ausübt, wenn er auf dem Kreise vom Radius R mit der Umfangsgeschwindigkeit v oder der Winkelgeschwindigkeit ω sich bewegt, ist bekanntlich:

$$P = \frac{Q\gamma}{g} \cdot \frac{v^2}{R} = \frac{Q\gamma}{g} R\omega^2.$$

Er ist also dem Radius direkt proportional. Bezeichnet R_e den Radhalbmesser für die Eintrittsstelle, R_a den Radius für die Austrittsstelle, v_e und v_a die Peripheriegeschwindigkeiten daselbst und bewegt sich während der Rotation der Körper vom Radius R_e bis zum Radius R_a, so hat sich während dessen die Kraft P gleichförmig geändert. Man kann sich also vorstellen, es habe auf dem Wege $R_a - R_e$ die mittlere, konstante Kraft P_m gearbeitet, welche dem mittleren Radius $\frac{R_a + R_e}{2}$ entspricht. Die von dem mittleren Zentrifugaldruck geleistete Arbeit ist demnach:

$$P_m (R_a - R_e) = \frac{Q\gamma}{g} \cdot \frac{R_a + R_e}{2} \cdot \omega^2 (R_a - R_e) \text{ oder:}$$

$$\frac{Q\gamma}{g} \cdot \frac{R_a^2 - R_e^2}{2} \omega^2 = \frac{Q\gamma}{g} \cdot \frac{v_a^2 - v_e^2}{2}.$$

Durch diese Arbeit ist u_e auf u_a geändert worden. Nach dem Prinzip von der Gleichheit der Arbeit ist also:

$$\frac{Q\gamma}{g} \cdot \frac{u_a^2 - u_e^2}{2} = \frac{Q\gamma}{g} \cdot \frac{v_a^2 - v_e^2}{2} \text{ oder:}$$

$$u_a^2 - u_e^2 = v_a^2 - v_e^2.$$

Da nun nach (2) $u_a = v_a$ ist, so muß auch

$$u_e = v_e \text{ sein. } \dots\dots\dots\dots \quad 4$$

Mithin ist auch das Parallelogramm am Eintrittspunkt ein verschobenes Quadrat, so daß

$$v_e = \frac{c}{2 \cdot \cos \alpha} \text{ sein muß. } \dots\dots\dots\dots \quad 5$$

Die Kreise mit den Radien R_e und R_a sind fest miteinander verbunden, haben also gleiche Umdrehungszahlen, daher gilt für die Peripheriegeschwindigkeiten die Proportion

$$\frac{v_e}{v_a} = \frac{R_e}{R_a} \dots\dots\dots\dots \quad 6$$

Bei horizontal aufgestellten Rädern liegt der Austrittspunkt A fast auf gleicher Höhe mit dem Eintrittspunkt E, so daß die relative Durchflußgeschwindigkeit nur durch die Zentrifugalkraft beschleunigt oder verzögert wird. Bei vertikaler Aufstellung liegt dann gewöhnlich A um die Radtiefe tiefer als E, so daß auch die Schwere beschleunigend auf u wirkt. Diese Beschleunigung wird durch die Reibung des Wassers an den Radschaufeln annähernd aufgehoben; sie fällt um so weniger ins Gewicht, je geringer die Radtiefe im Vergleich zum Gefälle ist.

2. **Winkel und Zellenquerschnitte.** Daraus, daß $v_e = u_e$ ist, folgt ohne weiteres:

$$\beta = 2\alpha \dots\dots\dots\dots \quad 7$$

denn das Geschwindigkeitsparallelogramm am Eintrittspunkt ist ein Rhombus, in welchem die Winkel durch die Diagonalen halbiert werden. Gewöhnlich geht man von α aus, indem man diesen Winkel annimmt:

$$\alpha = 15^0 \div 30^0 \dots\dots\dots\dots \quad 8$$

Bei außenschlächtigen Rädern kann α kleiner sein als bei innenschlächtigen, bei hohen Gefällen kleiner als bei niederen. In Ausnahmefällen ist man mit α schon bis 12^0 herabgegangen. Ist F der lichte Querschnitt aller Leitzellen, F_e der lichte Querschnitt aller Radzellen, die augenblicklich vor dem Leitapparate stehen, F_a der zu F_e gehörige Austrittsquerschnitt, so ist

$$Q = F \cdot c = F_e \cdot u_e = F_a \cdot u_a \dots\dots\dots\dots \quad 9$$

Bezeichnet t die Teilung des Leitapparates, σ die Stärke der Leitschaufeln und b die lichte Breite des Leitapparates, so ist nach Fig. 30 und 31 die Normalweite einer Leitzelle: $(t \sin \alpha - \sigma)$, und der Normalquerschnitt einer Leitzelle: $(t \sin \alpha - \sigma)$ b.

Ist t_e die Schaufelteilung des Rades am Eintrittskreis, b_e die Radbreite daselbst und σ_1 die Stärke der Radschaufel an der Eintrittsstelle, so ist die

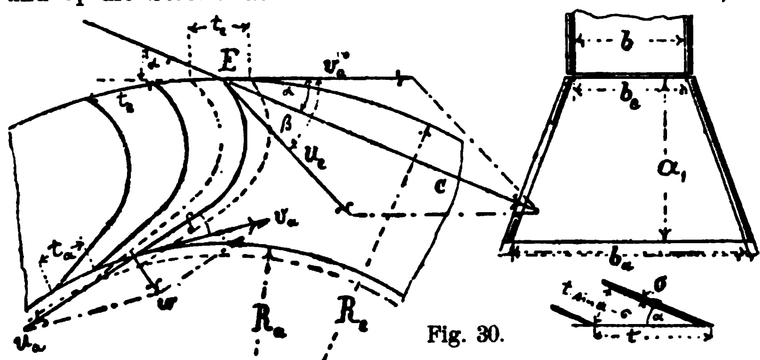


Fig. 30.

Normalweite einer Radzelle am Eintrittspunkt: $(t_e \sin \beta - \sigma_1)$ und der Normalquerschnitt einer Radzelle am Eintrittspunkt: $(t_e \sin \beta - \sigma_1)\, b_e$. Gelten noch b_a, t_a und σ_2 für den Austrittskreis, so ist der lichte Austrittsquerschnitt: $(t_a \sin \delta - \sigma_2)\, b_a$. Häufig, besonders wenn die Schaufeln aus Schmiedeeisen sind, ist $\sigma_2 = \sigma_1$, doch kommt es öfter vor, besonders bei Gußeisenschaufeln, daß σ_2 von σ_1 verschieden ist.

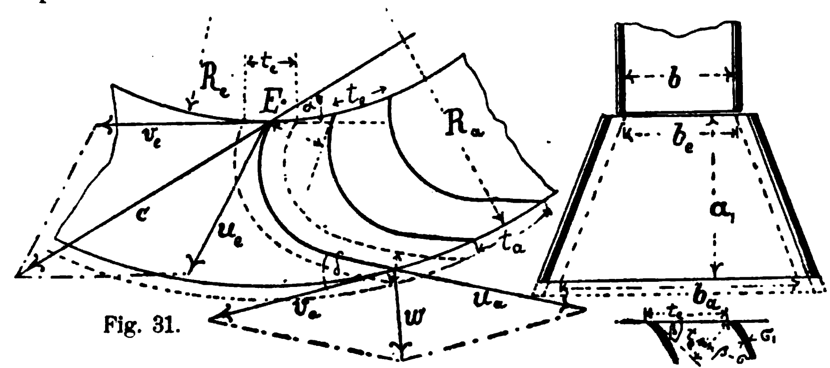


Fig. 31.

In Fig. 28 bis Fig. 31 bedeuten die Linien EA die Verbindung der Schwerpunkte der aufeinanderfolgenden Strahlquerschnitte, also den sogenannten mittleren Wasserfaden. Der Radius R_a ist bis in die Mitte des normalen Austrittsquerschnittes gemessen, auch bezieht sich natürlich v_a auf diese Stelle.

Die aus einer Radzelle austretende Wassermenge ist gleich der eintretenden, mithin:

$$(t_e \sin \beta - \sigma_1)\, b_e \cdot u_e = (t_a \sin \delta - \sigma_2)\, b_a\, u_a \quad \ldots\ldots\ldots \quad 10$$

Hieraus läßt sich der Winkel δ berechnen, wenn die übrigen Größen gegeben sind. Hierbei kann man zwischen b_e und b_a ein Verhältnis annehmen:

$$\frac{b_a}{b_e} = m = 1 \div 3 \text{ und noch größer} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 11$$

Da $u_e = v_e$ und $u_a = v_a$ ist, so verhalten sich auch die relativen Geschwindigkeiten wie die Radien, so daß man $u_a = u_e \cdot \frac{R_a}{R_e}$ setzen kann. Formel 10 nimmt dann die Gestalt an:

$$(t_e \sin \beta - \sigma_1) = (t_a \sin \delta - \sigma_2)\, m \cdot \frac{R_a}{R_e} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 10a$$

Auf dem Austrittskreis ist dieselbe Schaufelzahl abgeteilt wie auf dem Eintrittskreis. Folglich verhalten sich die Teilungen direkt wie die Radien und es ist daher:

$$t_a = t_e \cdot \frac{R_a}{R_e} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 12$$

Die allmähliche Vergrößerung der lichten Radbreite b_e auf b_a hat, da der Wasserstrahl sich demgemäß seitlich ausbreitet, eine Abnahme der Strahldicke zur Folge. Der Winkel δ kann also bedeutend kleiner genommen werden als da, wo diese Ausweitung fehlt. Eine Verminderung von δ hat aber eine Verkleinerung von w zur Folge, das heißt eine Verminderung des in der Austrittsgeschwindigkeit enthaltenen Arbeitsverlustes.

Für die Ausführung bekommen b_e und b_a noch einen Zuschlag. Sind in der Seitenwand Ventilationsöffnungen angebracht, so genügt ein Zuschlag von 6 bis 20 mm. Sind aber solche Öffnungen nicht vorhanden, so daß die Luftzuführung neben dem in das Rad schießenden Wasserstrahl stattfinden muß, so muß der Zuschlag größer sein; man nimmt die auszuführende Radbreite dann: $b_e^1 = {}^5/_4\, b_e$ und noch größer.

Theoretisch ist immer $b_e = b$.

3. **Radien, Beaufschlagung usw.** Ist z die Zahl aller Leitzellen, so ist der lichte Querschnitt des Leitapparates:

$$F = z\,(t \sin \alpha - \sigma) \cdot b.$$

Multipliziert man noch mit c, so hat man das Wasserquantum:

$$Q = z\,(t \sin \alpha - \sigma) \cdot b \cdot c.$$

Bezeichnet noch ϑ den Beaufschlagungsgrad, das heißt, das Verhältnis des Bogens l, auf welchem Einströmung erfolgt zum ganzen Radumfang, so ist:

$$\vartheta = \frac{l}{2 R_e \pi} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 13$$

und:

$$z\,t = l = \vartheta \cdot 2 R_e \pi.$$

Setzt man den hieraus für z folgenden Wert oben ein, setzt man ferner

$$b = p \cdot R_e \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 14$$

so folgt:

$$Q = \frac{\vartheta\, 2 R_e \pi}{t}\,(t \sin \alpha - \sigma)\, p\, R_e\, c$$

oder:

$$R_e = \sqrt{\frac{Q}{2 \pi p c \left(\sin \alpha - \frac{\sigma}{t}\right) \vartheta}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 15$$

Ist z_1 die Anzahl aller Radschaufeln, so ist $z_1\, t_e\, \vartheta = l = 2 R_e \pi \vartheta$. Ferner ist: $Q = z_1\, \vartheta\, (t_e \sin \beta - \sigma_1)\, b_e\, u_e$; oder:

$$Q = \frac{2 R_e \pi \vartheta}{t_e}\,(t_e \sin \beta - \sigma_1)\, p\, R_e\, u_e,$$

denn es ist $b_e = b = p R_e$. Es folgt:

$$R_e = \sqrt{\frac{Q}{2 \pi p u_e \left(\sin \beta - \frac{\sigma_1}{t_e}\right) \vartheta}}.$$

Da nun dieses Resultat mit Formel 15 übereinstimmen muß, so muß offenbar

$$c\left(\sin \alpha - \frac{\sigma}{t}\right) = u_e \left(\sin \beta - \frac{\sigma_1}{t_e}\right) \text{ sein.} \quad \ldots\ldots \quad 16$$

Diese Formel kann man benutzen um $\frac{\sigma_1}{t_e}$ zu berechnen, wenn alle andern Größen gegeben sind. Man findet schließlich nach Annahme von t_e diejenige Schaufeldicke σ_1, welche man nicht überschreiten kann, ohne den lichten Querschnitt der Radzellen für den Wassereintritt in ungehöriger Weise zu verengen. Gewöhnlich bleibt man mit der Ausführung unter dem aus (16) für σ_1 folgenden Resultat, außerdem schärft man die Radschaufeln oben zu. Bezüglich der Stärke σ_2 der Radschaufel an der Austrittsstelle beachte Formel 10a.

Das Verhältnis $p = \frac{b_e}{R_e}$ findet man genommen

$$p = \tfrac{1}{4} \div \tfrac{1}{10} \quad \ldots\ldots \quad 17$$

und das Verhältnis der Radien

$$\left.\begin{aligned} \frac{R_e}{R_a} &= 1{,}25 \div 1{,}33 \text{ bei außenschlächtigen,} \\ \frac{R_e}{R_a} &= 0{,}75 \div 0{,}8 \text{ bei innenschlächtigen Rädern.} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad 18$$

Der Beaufschlagungsgrad ϑ ist gewöhnlich durch die Wassermenge und das Gefälle bedingt. Man nimmt ihn um so kleiner, je geringer die Wassermenge und je höher das Gefälle ist, denn in solchen Fällen wird der Einströmungsbogen l sehr klein, mithin auch das Rad, wenn man ϑ zu groß nimmt. Das Rad hat dann eine sehr hohe Umdrehungszahl. Man nimmt

$$\left.\begin{aligned} \vartheta &= \tfrac{1}{6} \text{ und kleiner, bei einseitigem Einlauf} \\ \vartheta &= \tfrac{1}{3} \quad \text{„ \quad „ \quad „ doppeltem \quad „} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad 19$$

Die Dicke der Schaufeln kann genommen werden

$$\left.\begin{aligned} &\text{bei Schmiedeeisenschaufeln } 4 \div 8 \text{ mm} \\ &\text{„ \quad Gußeisenschaufeln } \quad 6 \div 14 \text{ „} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad 20$$

Die Schaufelteilung wird bei diesen Turbinen verhältnismäßig klein genommen, hauptsächlich bei kleinen Wassermengen, doch hat man dafür zu sorgen, daß das Wasser möglichst rein in das Rad gelangt. Ein Verstopfen der Kanäle hat jedenfalls unangenehme Betriebsstörungen im Gefolge. Man macht wohl auch die Lichtweite der Radzellen etwas größer als die der Zellen des Leitapparates, damit Körper, die durch den Leitapparat gegangen sind, auch sicher durch das Rad gehen. Man nimmt

$$\left.\begin{aligned} t &> 40 \text{ mm oder auch} \\ t &= 0{,}09\, R_e \div 0{,}13\, R_e. \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad 21$$

Bei ganz geringen Wassermengen kann es vorkommen, daß nur eine Leitzelle auszuführen ist. Um sicher zu gehen, rechne und messe man immer nach, ob der lichte Querschnitt F aller Leitzellen wirklich den Wert $\frac{Q}{c}$ hat.

4. **Arbeitsleistung.** Bezeichnet H das ganze Nutzgefälle, das heißt den Abstand des Austrittspunktes A vom Oberwasserspiegel in Metern, so ist die absolute Arbeit in Pferdestärken:

$$N_a = \frac{Q \gamma H}{75} \quad \ldots\ldots \quad 22$$

und die Nutzleistung:

$$N_n = \eta \cdot N_a \quad \ldots\ldots \quad 23$$

wo η den Wirkungsgrad bezeichnet. Derselbe beträgt für radiale Druckturbinen etwa $0{,}6 \div 0{,}75$.

Die theoretische Nutzleistung in Meterkilogramm pro Sekunde würde sich aus dem Ausdruck: $\frac{Q\gamma}{g} \cdot \frac{c^2 - w^2}{2}$ berechnen. Denn es ist $\frac{Q\gamma}{g} \cdot \frac{c^2}{2}$ die lebendige Kraft, die das Wasser beim Eintritt in das Turbinenrad hat und $\frac{Q\gamma}{g} \cdot \frac{w^2}{2}$ ist die lebendige Kraft, welche das Wasser beim Austritt noch besitzt.

1. Beispiel.*) Für eine Wassermenge von 0,18 cbm pro Sekunde, welche ein Gefälle von 15 m hat, ist ein innenschlächtiges Tangentialrad zu berechnen. Dasselbe ist vertikal aufzustellen und erhält einseitigen Einlauf.

Schätzt man die Radtiefe $a_1 = R_a - R_e$ vorläufig auf 0,14 m, so ist das Gefälle bis zum Spalt: $H_1 = H - a_1 = 15 - 0{,}14 = 14{,}86$ m.

Die Zuflußgeschwindigkeit $c = 0{,}9\sqrt{2\,g\,H_1} = 15{,}4$ m.

Nimmt man den Zuleitungswinkel $\alpha = 24^\circ$ an, so muß Eintrittswinkel $\beta = 2 . \alpha = 48^\circ$ sein.

Die Radgeschwindigkeit v_e, sowie die relative Eintrittsgeschwindigkeit u_e erhalten den Wert:

$$v_e = u_e = \frac{c}{2 . \cos\alpha} = \frac{15{,}4}{2 . 0{,}914} = 8{,}42 \text{ m.}$$

Der lichte Querschnitt des Leitapparates ist

$$F = \frac{Q}{c} = \frac{0{,}18}{15{,}4} = 0{,}0117 \text{ qm}$$

und der lichte Eintrittsquerschnitt des Rades:

$$Fe = \frac{Q}{u_e} = \frac{0{,}18}{8{,}42} = 0{,}0214 \text{ qm.}$$

Nimmt man nun $\frac{R_e}{R_a} = 0{,}78$ an, so wird $v_a = v_e \frac{R_a}{R_e} = \frac{8{,}42}{0{,}78} = 10{,}8$ m und $u_a = v_a = 10{,}8$ m. Folglich ist

$$F_a = \frac{Q}{u_a} = \frac{0{,}18}{10{,}8} = 0{,}0167 \text{ qm.}$$

Wählt man das Verhältnis $p = \frac{b}{R_e} = 0{,}2$ und den Beaufschlagungsgrad $\vartheta = \frac{1}{8}$; setzt man ferner die Schaufeldicke vorläufig $\sigma = 5$ mm und die Leitschaufelteilung $t = 70$ mm, so wird

$$R_e = \sqrt{\frac{Q}{c . p . 2\pi \left(\sin\alpha - \frac{\sigma}{t}\right) . \vartheta}} = \sqrt{\frac{0{,}18 . 8}{15{,}4 . 0{,}2 . 2 . \pi (0{,}407 - 0{,}0714)}}$$

$R_e = \sqrt{0{,}222} = 0{,}471$ m. $R_a = \frac{0{,}471}{0{,}78} = 0{,}604$ m.

Es ist gerade nicht nötig, $\sigma = 5$ mm und $t = 70$ mm absolut genau festzuhalten, wenn man nur den Verhältniswert $\frac{\sigma}{t}$ einhält, d. h. σ nicht größer macht, als aus $\frac{\sigma}{t}$ folgt.

Der Einströmungsbogen wird

$$l = \vartheta . 2 R_e \pi = \tfrac{1}{8} . 2 . 0{,}471 . \pi = 0{,}37 \text{ m.}$$

Wählt man 5 Leitzellen, so wird die Teilung $t = \frac{0{,}37}{5} = 0{,}074$ m. Die Differenz gegen obige Annahme $t = 0{,}07$ m ist sehr gering, so daß man deshalb die Schaufelstärke nicht zu ändern braucht. (Bei 4 Leitzellen wäre $t = \frac{0{,}37}{4} = 0{,}0925$ m und wegen $t = \frac{5}{70}$ wäre jetzt $\sigma = \frac{5}{70} . 92{,}5 = 6{,}6$ mm geworden.)

---

*) Die Zahlenwerte in den Beispielen sind mit Hilfe des Rechenschiebers ermittelt, daher nur annähernd.

Nach (16) muß $c\left(\sin\alpha - \frac{\sigma}{t}\right) = u_e \left(\sin\beta - \frac{\sigma_1}{t_e}\right)$ sein.

$$15{,}4\ (0{,}407 - 0{,}0714) = 8{,}42 \left(0{,}743 - \frac{\sigma_1}{t_e}\right)$$

$$\frac{\sigma_1}{t_e} = 0{,}129.$$

Wählt man nun $t_e = 70$ mm, so erhält das Rad $\frac{2 R_e \pi}{t_e} = \frac{2 \, . \, 0{,}471 \, . \, \pi}{0{,}07} = 42{,}3$ Schaufeln. Rundet man die Schaufelzahl auf 42 ab, so wird $t_e = 70{,}5$ mm und $\sigma_1 \leq 70{,}5 \, . \, 0{,}129 = 9{,}1$ mm. Es sei $\sigma_1 = 9$ mm festgesetzt.

Die lichte Breite des Leitapparates wird

$$b = b_e = p \, . \, R_e = 0{,}2 \, . \, 0{,}471 = 0{,}094 \text{ m}.$$

Wählt man $b_a = 2\,b = 0{,}188$ m so ergibt sich der Winkel δ aus

$$u_e\, b_e\, (t_e \sin\beta - \sigma_1) = u_a\, b_a\, (t_a \sin\delta - \sigma_2)$$

$$t_a = t_e \, . \, \frac{R_a}{R_e} = 70{,}5 \, . \, \frac{1}{0{,}78} = 90{,}4 \text{ mm}.$$

$$8{,}42 \, . \, 0{,}094\ (0{,}0705 \, . \, 0{,}743 - 0{,}009) = 10{,}8 \, . \, 0{,}188\ (0{,}0904 \, . \, \sin\delta - 0{,}009)$$

$$0{,}0344 = 2{,}03\ (0{,}0904 \sin\delta - 0{,}009).$$

Hieraus folgt $$\sin\delta = 0{,}287$$

$$\delta = 16^\circ\, 40' \infty\ 18^\circ.$$

Es wurde hierbei $\sigma_2 = \sigma_1$ gesetzt.

Die absolute Austrittsgeschwindigkeit wird

$$w = 2\, v_a \sin\frac{\delta}{2} = 2 \, . \, 10{,}8 \, . \, 0{,}157 = 3{,}39 \text{ m}.$$

Die Umdrehungszahl des Rades wird

$$n = 9{,}55\, \frac{v_e}{R_e} = 171.$$

Die absolute Leistung ist

$$N_a = \frac{Q\, \gamma\, H}{75} = \frac{0{,}18 \, . \, 1000 \, . \, 15}{75} = 36 \text{ PS}$$

und bei Voraussetzung eines Wirkungsgrades $\eta = 0{,}7$

$$N_n = \eta \, . \, N_a = 0{,}7 \, . \, 36 = 25{,}2 \text{ PS}.$$

Der Arbeitsverlust beim Austritt beträgt:

$$\frac{Q\,\gamma}{g} \cdot \frac{w^2}{2} = \frac{0{,}18 \, . \, 1000}{9{,}81 \, . \, 2} \cdot \frac{3{,}39^2}{2} = 52{,}5 \text{ mkg pro Sekunde oder } \frac{52{,}5}{75} = 0{,}7 \text{ PS}.$$

Also etwa 1,95% der absoluten Leistung.

2. Beispiel. Ein ausgeführtes Tangentialrad zeigt folgende Abmessungen: $R_e = 0{,}7$ m; $R_a = 0{,}57$ m; $b = b_e = 0{,}2$ m; $b_a = 0{,}3$ m; $\alpha = 15^\circ$; $\beta = 30^\circ$. Die 64 Radschaufeln haben eine Dicke von 8 mm $= \sigma_1 = \sigma_2$ bei einer Teilung von 68,7 mm. Die Zuleitung ist auf zwei diametral gegenüberliegende Stellen verteilt, so daß auf jeder Seite 3 Leitzellen sind. Teilung $t = 100$ mm; Schaufeldicke $\sigma = 5$ mm.

Das Rad ist außenschlächtig und horizontal aufgestellt. Das Gefälle ist $H = H_1 = 18$ m.

Der Einströmungsbogen ist

$$l = 6 \, . \, 0{,}1 = 0{,}6 \text{ m} = \vartheta \, . \, 2\, R_e\, \pi.$$

Folglich der Beaufschlagungsgrad

$$\vartheta = \frac{0{,}6}{2 \, . \, 0{,}7 \, . \, \pi} = 0{,}1366.$$

Die lichte Weite aller Leitzellen ist $(t \, . \, \sin\alpha - \sigma) \, . \, 6 = (0{,}1 \, . \, 0{,}259 - 0{,}005)\ 6 = 0{,}1254$ m und der lichte Querschnitt

$$F = 0{,}1254 \, . \, 0{,}2 = 0{,}02508 \text{ qm}.$$

Die Zuflußgeschwindigkeit ist

$$c = 0{,}9 \sqrt{2 g \, . \, 18} = 16{,}9 \text{ m}.$$

Alsdann muß $$v_e = \frac{c}{2 \cos\alpha} = \frac{16{,}9}{2 \, . \, 0{,}966} = 8{,}75 \text{ m sein.}$$

Die in der Sekunde zufließende Wassermenge ist

$$Q = F \cdot c = 0{,}02508 \cdot 16{,}9 = 0{,}423 \text{ cbm}$$

mithin die absolute Leistung

$$N_a = \frac{Q \gamma H}{75} = \frac{0{,}423 \cdot 1000 \cdot 18}{75} = 102 \text{ PS},$$

folglich die Nutzleistung bei einem Wirkungsgrade $\eta = 0{,}7$

$$N_a = 102 \cdot 0{,}7 = 71{,}4 \text{ PS}.$$

Der Winkel δ bestimmt sich wieder aus $u_e\, b_e\, (t_e \sin \beta - \sigma_1) = u_a \cdot b_a\, (t_a \sin \delta - \sigma_2)$.
Es ist $u_e = v_e = 8{,}75$ m und $u_a = v_a = v_e \frac{R_a}{R_e}$

$$u_a = v_a = 8{,}75 \cdot \frac{0{,}57}{0{,}7} = 7{,}12 \text{ m}.$$

$$t_a = t_e \cdot \frac{R_a}{R_e} = 0{,}056 \text{ m}.$$

$$8{,}75 \cdot 0{,}2\, (0{,}0687 \cdot 0{,}5 - 0{,}008) = 7{,}12 \cdot 0{,}3\, (0{,}056 \cdot \sin \delta - 0{,}008)$$

$$\frac{1{,}75 \cdot 0{,}0263}{2{,}136} = 0{,}056 \cdot \sin \delta - 0{,}008$$

$$\sin \delta = \frac{0{,}0296}{0{,}056} = 0{,}528,$$

also $\delta \infty 32^\circ$.

Die absolute Austrittsgeschwindigkeit ergibt sich

$$w = 2\, v_a \sin \frac{\delta}{2} = 2 \cdot 7{,}12 \cdot 0{,}276 = 3{,}93 \text{ m}.$$

Die Tourenzahl ist $n = 9{,}55 \frac{v_e}{R_e} = 9{,}55 \cdot \frac{8{,}75}{0{,}7} = 119{,}5$.

Nach (16) müßte $c \left(\sin \alpha - \frac{\sigma}{t}\right) = u_e \left(\sin \beta - \frac{\sigma_1}{t_e}\right)$ sein.

Setzt man alle gegebenen Größen ein mit Ausnahme von σ_1, so erhält man hieraus $\sigma_1 = 6{,}6$ mm, mithin ist die Schaufelstärke 8 mm etwas zu groß gewählt, oder die Teilung $t_e = 68{,}7$ mm zu klein.

§ 6. Girard-Turbinen.

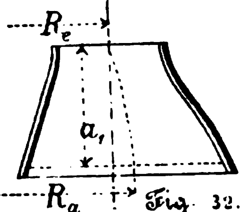
Der Mündungsquerschnitt des Leitapparates wird offenbar um so größer, je größer Q und je kleiner c, das heißt je kleiner H_1 ist. Wenn F groß genug ausfällt, so verteilt man auch bei den Tangentialrädern die Einströmung auf zwei diametral gegenüberliegende Stellen und ordnet dann meistens das Rad horizontal an. Nur bei kleinem F, das heißt bei geringer Wassermenge und hohem Gefälle, konstruiert man den Einlauf einseitig.

Die praktische Ausführung der Tangentialräder wird aber um so unbequemer, je größer der Beaufschlagungsgrad ist und man hat wohl aus diesem Grund für große Wassermengen und kleinere Gefälle die axiale Beaufschlagung eingeführt (Girard-Turbinen). Die ersten Axialturbinen waren jedoch keine Druckturbinen, vielmehr wurden (von den Stoßrädern abgesehen) die Turbinen von Henschel und Jonval seit längerer Zeit ausgeführt, als man anfing, das Prinzip des Ponceletschen Rades auf axiale Turbinen anzuwenden.

Die Girard-Turbinen werden aber auch für hohe Gefälle und kleine Wassermengen angewandt und sogar mit einseitiger Beaufschlagung ausgeführt. Im letzteren Fall empfangen Rad und Welle exzentrischen Druck, gegen welchen man zuweilen besondere Maßregeln anzuwenden hat. Der Hauptvorzug der

Girard-Turbine bleibt immerhin der, daß sie als Vollturbine für große Wassermengen ausgeführt und durch Verschluß der Leitzellen für jedes geringere Wasserquantum eingestellt werden kann. Gewöhnlich richtet man den Regulierapparat so ein, daß er symmetrisch arbeitet, so daß immer zwei diametral gegenüberliegende Zellen zugleich geöffnet oder geschlossen werden; hierdurch werden einseitige Pressungen verhindert. Durch Verminderung des Beaufschlagungsgrades wird die Nutzleistung proportional vermindert, da der Wirkungsgrad durch die Regulierung kaum beeinträchtigt wird.

Die Theorie der Girard-Turbine ist im wesentlichen dieselbe wie die des Tangentialrades; es gelten also die Formeln des vorigen Paragraphen, in welchen jedoch $R_a = R_e = R$ festzuhalten ist. Streng genommen ist R_a größer als R_e und es kann R_a bei Verzeichnung der Schaufel und des absoluten Wasserweges genau bestimmt werden. Man trägt dem Umstand, daß $R_a > R_e$, zuweilen dadurch Rechnung, daß man den Querschnitt des Radkranzes nach dem Austritt nach außen zieht. (Fig. 32.)



Während das Wasser die Radhöhe a_1 durchfällt, wird die Geschwindigkeit u durch die Schwere allmählich vergrößert, so daß $u_a > u_e$ sein wird. Zum großen Teil wird diese Beschleunigung durch die Reibung ausgeglichen, so daß man meistens $u_a = u_e$ setzen kann; nur bei niederen Gefällen und großer Radhöhe a_1 wird man den Unterschied bemerken.

Auch die besonderen Werte für p, m, α usw., die für die Tangentialräder angegeben wurden, können für die Girard-Turbine benutzt werden. Der Winkel α kann hier $15 \div 30^0$ betragen, je nachdem das Gefälle groß oder klein; p beträgt meistens $0{,}2 \div 0{,}25$, oft wird für mittlere Verhältnisse $\alpha = 20^0$ genommen. Die Teilung des Rades beträgt oft $80 \div 100$ mm, die des Leitapparates $100 \div 120$ mm. Auch nach dem Radius des Rades richtet man sich bei Festsetzung der Teilung; es kann t etwa $\frac{R}{12} \div \frac{R}{7}$ betragen. Als Schaufelzahl bevorzugt man eine gerade Zahl. Die Höhe des Laufrades kann etwa $a_1 = 0{,}18\ R \div 0{,}25\ R$ genommen werden; die Höhe des Leitapparates $a = \frac{2}{3}\ a_1 \div \frac{3}{4}\ a_1$.

Der Druck P, den das Wasser normal zur Radebene auf das Rad ausübt, beträgt:

$$P = \frac{Q\gamma}{g} (c \sin \alpha - w)\text{*)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad 24$$

*) Formel 24 ist durch höhere Mathematik hergeleitet. (Siehe Fig. 33.)

Ist F der Querschnitt des Wasserstrahls, so ist $\gamma \cdot F \cdot ds$ das an einem beliebigen Punkte der Schaufelkurve stehende Gewichtselement. Hat dasselbe die Geschwindigkeit u in der Tangentenrichtung TT, so entsteht die Zentrifugalkraft dC, welche in eine horizontale und eine vertikale Komponente zerlegt werden kann. (dP', dP.) Die Summe aller dP ist dann der gesuchte Druck P normal zur Radebene.

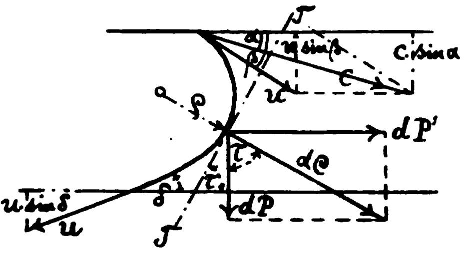


Fig. 33.

Der Wirkungsgrad der Girard-Turbine beträgt 0,7 ÷ 0,8; namentlich bei mittleren Gefällen und nicht zu kleinen Wassermengen werden gute Resultate erzielt.

1. Beispiel. Berechnung einer Girard-Turbine für eine Wassermenge von 1,8 cbm in der Sekunde und ein Gefälle von 2,5 m; das Rad soll voll beaufschlagt sein ($\vartheta = 1$).

Die frei wählbaren Abmessungen und Verhältnisse seien festgesetzt wie folgt: $\alpha = 22^\circ$; $\beta = 44^\circ = 2\alpha$; $p = \frac{b}{R} = 0{,}2$; $\sigma = 6$ mm $t = 120$ mm; die Radhöhe sei vorläufig abgeschätzt zu $a_1 = 0{,}15$ m.

Die Geschwindigkeit des Wassers beim Austritt aus dem Leitapparat ist:

$$c = 0{,}94\sqrt{2gH_1} = 0{,}94\sqrt{2g.(2{,}5 - 0{,}15)} = 6{,}38 \text{ m}.$$

Die beste Umfangsgeschwindigkeit des Rades:

$$v_e = \frac{c}{2\cos\alpha} = \frac{6{,}38}{2.0{,}927} = 3{,}45 \text{ m}.$$

Der Halbmesser des Rades:

$$R = \sqrt{\frac{Q}{c.p.\pi\left(\sin\alpha - \frac{\sigma}{t}\right)\vartheta}} = \sqrt{\frac{1{,}8}{6{,}38.0{,}2.2.\pi\left(0{,}375 - \frac{6}{120}\right)1}}$$

$$R = \sqrt{0{,}69} = 0{,}83 \text{ m}.$$

$b = 0{,}2.R = 0{,}166$ m; $b_a = m\, b_e = 2.0{,}166 = 0{,}332$ m. Behufs Ventilation wäre etwa zu nehmen $b_e{}^1 = 0{,}18$ m.

Gibt man dem Laufrade 100 mm Teilung, so bestimmt sich die größte zulässige Schaufelstärke aus

$$c.\left(\sin\alpha - \frac{\sigma}{t}\right) = v_e\left(\sin\beta - \frac{\sigma_1}{t_e}\right)$$

$$6{,}38\left(0{,}375 - \frac{6}{120}\right) = 3{,}45.\left(0{,}695 - \frac{\sigma_1}{0{,}1}\right)$$

$$\sigma_1 = 0{,}0095 \text{ m} = 9{,}5 \text{ mm}.$$

Die Schaufelzahl des Rades wird

$$z_1 = \frac{2R\pi}{t_1} \infty 52$$

und die korrigierte Teilung

$$t_1 = \frac{2R\pi}{z_1} = 100{,}1 \text{ mm}.$$

Es ist nun $dC = dm.\frac{u^2}{\varrho}$, wenn dm die Masse jenes Körperelements und ϱ der Krümmungsradius der Kurve an jener Stelle ist,

$$dC = \frac{\gamma.F.ds}{g}.\frac{u^2}{\varrho}.$$

Da nun $\varrho = \frac{ds}{d\iota}$ und $dP = dC.\cos\iota$ ist, sofern ι der Winkel ist, den die Tangente an jener Stelle mit der Horizontalen bildet, so folgt:

$$P = \int\frac{\gamma.F.ds}{g}\cdot\frac{u^2.d\iota}{ds}\cdot\cos\iota$$

$$P = \frac{\gamma.F.u^2}{g}\int\cos\iota\,.d\iota = \frac{\gamma F u^2}{g}\sin\iota.$$

Berücksichtigt man die Winkel β und δ in den Integralgrenzen, so erhält man:

$$P = \frac{\gamma.F.u^2}{g}(\sin\beta - \sin\delta).$$

Nun ist F.u (für alle Zellen zugleich gerechnet) die sekundliche Wassermenge Q und $u.\sin\beta$ (oder was dasselbe ist $c.\sin\alpha$) die vertikale Komponente von u (resp. von C). Ebenso ist $u.\sin\delta$ oder annähernd w die vertikale Komponente der relativen Austrittsgeschwindigkeit. Mithin ist:

$$P = \frac{Q.\gamma}{g}(c.\sin\alpha - w).$$

Schaufelzahl des Leitapparates

$$z = \frac{2 R \pi}{t} \infty 44$$

und die korrigierte Teilung

$$t = \frac{2 R \pi}{z} = 118,6 \text{ mm}.$$

An den Schaufeldicken ist nichts zu korrigieren.

Der Austrittswinkel δ berechnet sich aus

$$u_e b_e (t_e \sin \beta - \sigma_1) = u_a b_a (t_a \sin \delta - \sigma_1).$$

Es ist $u_e = v_e = u_a$; $b_a = 2 b_e$; mithin

$$(t_e \sin \beta - \sigma_1) = 2 (t_a \sin \delta - \sigma_1)$$
$$100 . 0,695 - 7 = 2 (100 \sin \delta - 7)$$
$$\sin \delta = 0,3825$$
$$\measuredangle \delta = 22^\circ 30'.$$

Die absolute Austrittsgeschwindigkeit wird

$$w = 2 v_a \sin \frac{\delta}{2} = 2 . 3,45 . 0,194 = 1,34 \text{ m}.$$

Die Höhe des Laufrades

$$a_1 = 0,18 R = 0,15 \text{ m}.$$

Die Höhe des Leitapparates

$$a = {}^3/_4 a_1 \infty 0,12 \text{ m}.$$

Die Tourenzahl des Rades

$$n = 9,55 \frac{v}{R} = 39,7.$$

Die absolute Leistung

$$N_a = \frac{Q \gamma H}{75} = \frac{1,8 . 1000 . 2,5}{75} = 60 \text{ PS}.$$

Die nutzbare Leistung bei einem Wirkungsgrade $\eta = 0,78$

$$N_n = \eta . N_a = 46,8 \text{ PS}.$$

Der in der Austrittsgeschwindigkeit w enthaltene Arbeitsverlust beträgt:

$\frac{Q \gamma}{g} . \frac{w^2}{2} = \frac{1,8 . 1000}{9,81} . \frac{1,34^2}{2} = 165$ mkg pro Sekunde, oder $\frac{165}{75} = 2,2$ PS., also etwa 3,67 % der absoluten Leistung.

2. Beispiel. Eine Girard-Turbine hat 0,7 m Radius und 0,15 m Radhöhe. Gefälle $H = 6,8$ m, Radbreite $b = 0,14$ m. Ferner ist $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 40^\circ$, $t = 110$ mm, $t_e = 90$ mm, $\sigma = 6$ mm, $\delta = 18^\circ$. Wie groß muß der Beaufschlagungsgrad sein, wenn diese Turbine 50 PS. leisten soll? Wie groß kann σ_1 sein, und wie groß muß b_a genommen werden?

Es ist $H_1 = H - a_1 = 6,8 - 0,15 = 6,65$ m

$$c = 0,9 \sqrt{2 g H_1} = 10,3 \text{ m}.$$

Die beste Radgeschwindigkeit

$$v_e = \frac{c}{2 . \cos \alpha} = \frac{10,3}{2 . 0,94} = 5,48 \text{ m}.$$

Die nötige Wassermenge folgt aus:

$$N_n = \eta . \frac{Q \gamma H}{75}. \text{ Bei } \eta = 0,75 \text{ ist}$$

$$Q = \frac{75 . 50}{0,75 . 1000 . 6,8} = 0,735 \text{ cbm}.$$

Löst man die für den Radius aufgestellte Formel nach ϑ auf, so kommt

$$\vartheta = \frac{Q}{c . p . 2 \pi \left(\sin \alpha - \frac{\sigma}{t}\right) . R^2}; \qquad p = \frac{b}{R} = \frac{0,14}{0,7} = 0,2.$$

Der Einströmungsbogen ist also

$$l = \vartheta . 2 R \pi = 1,77 \text{ m}.$$

Folglich die Anzahl der Leitzellen

$$z = \frac{l}{t} = \frac{1,77}{0,11} = 16.$$

Die Schaufelstärke σ_1 folgt wieder aus

$$c\left(\sin\alpha - \frac{\sigma}{t}\right) = v_e\left(\sin\beta - \frac{\sigma_1}{t_e}\right)$$

$$10{,}3\,(0{,}342 - 0{,}0545) = 5{,}48\left(0{,}643 - \frac{\sigma_1}{0{,}09}\right)$$

$$\sigma_1 = 9{,}3 \text{ mm} \backsim 9 \text{ mm}.$$

Die Radbreite b_a folgt aus

$$u_e\, b_e\,(t_e \sin\beta - \sigma_1) = u_a\, b_a\,(t_a \sin\delta - \sigma_2);\ u_a = u_e;\ t_e = t_a = 0{,}09 \text{ m}$$

$$0{,}14\,(0{,}09 \,.\, 0{,}643 - 0{,}009) = b_a\,(0{,}09 \,.\, 0{,}309 - 0{,}009)$$

$$\frac{0{,}14 \,.\, 0{,}0488}{0{,}0188} = b_a = 0{,}364 \text{ m},$$

wobei wieder $\sigma_2 = \sigma_1$ festgesetzt wurde.

Die absolute Austrittsgeschwindigkeit wird

$$w = 2\, v_a \sin\frac{\delta}{2} = 2 \,.\, 548 \,.\, 0{,}156 = 1{,}171 \text{ m}.$$

Der Druck auf das Rad, normal zur Radebene beträgt

$$P = \frac{Q\gamma}{g}\,(c \sin\alpha - w) = \frac{0{,}735 \,.\, 1000}{9{,}81}\,(10{,}3 \,.\, 0{,}342 - 1{,}71)$$

$$P = 135{,}5 \text{ kg}.$$

Die Umdrehungszahl des Rades ist

$$n = 9{,}55\,\frac{v}{R} = 74{,}8 \text{ in der Minute}.$$

Überdruckturbinen.

§ 7. Radiale Überdruckturbinen.

Diese Turbinen können wie die Tangentialräder entweder innenschlächtig oder außenschlächtig sein. Das Rad bewegt sich wohl stets in horizontaler Ebene und ist am ganzen Umfang beaufschlagt.

Auf die Bewegung des Wassers in den Radzellen wirkt der Spaltendruck beschleunigend, die Zentrifugalkraft aber beschleunigend oder verzögernd, je nachdem das Rad innen- oder außenschlächtig ist.

1. **Geschwindigkeiten.** Die relative Austrittsgeschwindigkeit u_a würde gleich u_e sein, wenn nicht noch Spaltendruck h_s (Überdruck h'_s) und Zentrifugalkraft vorhanden wären. Die dem Spaltenüberdruck entsprechende Druckhöhe ist nach **1a** $h'_s = H - \frac{c^2}{2g}$; der Zentrifugalkraft entspricht eine Druckhöhe $\frac{v_a^2 - v_e^2}{2g}$. (Siehe die Entwicklung von **4**).

Die der Geschwindigkeit v_a entsprechende Höhe ist $\frac{v_a^2}{2g}$ und besteht aus der zu u_e gehörigen Geschwindigkeitshöhe, dem Spaltenüberdruck und der Geschwindigkeitshöhe der Zentrifugalkraft

$$\frac{u_a^2}{2g} = \frac{u_e^2}{2g} + H - \frac{c^2}{2g} + \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g}.$$

Dieser Ausdruck gilt sowohl für innenschlächtige als auch für außenschlächtige Räder; im ersten Fall ist $v_a^2 - v_e^2$ positiv, im zweiten aber negativ, was eine Verzögerung durch die Zentrifugalkraft bedeutet.

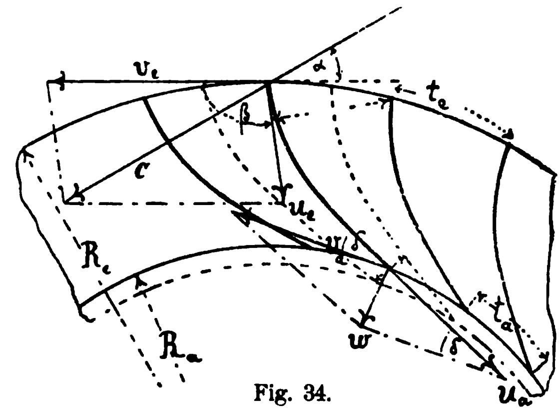


Fig. 34.

Um dem Wasser wieder möglichst viel Arbeitsvermögen zu entziehen, setze man wieder $u_a = v_a$ und nehme Winkel δ so klein als möglich. Setzt man oben $u_a = v_a$, so hat man:

$$o = u_e^2 + 2gH - c^2 - v_e^2.$$

Zerlegt man c in u_e und v_e, so hat man nach bekannter trigonometrischer Formel (siehe Fig. 34, 35)

$$u_e^2 = c^2 + v_e^2 - 2c\,v_e \cos\alpha \quad \ldots\ldots \quad 25$$

Diese oben eingesetzt liefert:

$$o = c^2 + v_e^2 - 2\,c\,v_e \cos\alpha + 2gH - c^2 - v_e^2$$

oder

$$v_e = \frac{gH}{c\cos\alpha}.$$

Mit Rücksicht auf den Verlust an Druckhöhe ist

$$v_e = \frac{0{,}9 \cdot gH}{c\cos\alpha} \quad \ldots\ldots \quad 26$$

Zwischen c und u_e besteht ein Verhältnis, welches durch den Sinussatz gegeben ist und die Bedingung des stoßfreien Eintritts enthält

$$v_e \sin\beta = c \sin(\beta - \alpha) \quad \ldots\ldots \quad 27$$

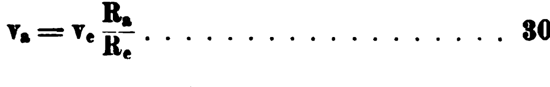
In Verbindung mit **26** liefert diese Gleichung:

$$v_e = 0{,}95 \sqrt{\frac{gH \cdot \sin(\beta - \alpha)}{\cos\alpha \sin\beta}} \quad \ldots\ldots \quad 28$$

oder auch

$$c = 0{,}95 \sqrt{\frac{gH \sin\beta}{\cos\alpha \sin(\beta - \alpha)}} \quad \ldots\ldots \quad 29$$

Die Peripheriegeschwindigkeiten verhalten sich wieder wie die Radien, so daß



$$v_a = v_e \frac{R_a}{R_e} \quad \ldots\ldots \quad 30$$

Aus **28** folgt, daß v_e um so größer wird, je kleiner man den Winkel α und je größer man den Winkel β nimmt. Um dieses einzusehen, setze man im Zähler $\sin(\beta - \alpha) = \sin\beta \cos\alpha - \cos\beta \cdot \sin\alpha$ und dividiere durch $\cos\alpha \sin\beta$. Dadurch erhält man $1 - \text{tng}\,\alpha \cdot \text{cotg}\,\beta$.

Verfährt man ähnlich in **29**, so erhält man den Nenner $1 + \cos 2\alpha - \sin 2\alpha \cdot \text{cotg}\,\beta$.

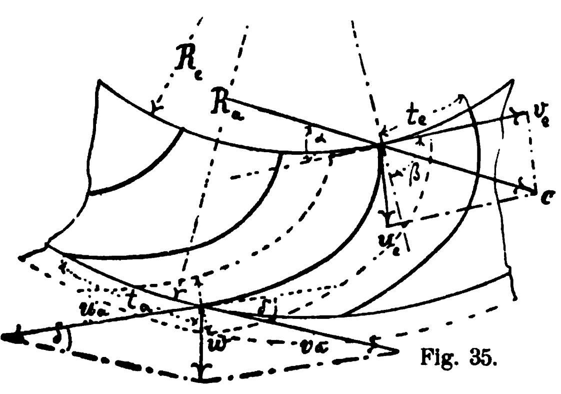


Fig. 35.

Man ersieht hieraus, daß bei festgelegtem Winkel α eine Vergrößerung von β auf Verkleinerung von c hinwirkt. Für $\beta = 2\alpha$ würde c den Wert $0{,}95 \cdot \sqrt{2gH}$ annehmen.

Der Anfang der Radschaufeln muß sich tangential an u_e anschließen, alsdann tritt das Wasser ohne Stoß in das Rad. An der Austrittsstelle ist das Parallelogramm der Geschwindigkeiten wieder ein verschobenes Quadrat, in welchem

$$\mathbf{u_a = v_a} \qquad 31$$

und

$$\mathbf{w = 2v_a \sin \frac{\delta}{2}} \qquad 32$$

2. **Winkel- und Zellenquerschnitte.** Die Winkel α und β können von vornherein angenommen, wenn man nur $\beta > 2\alpha$ setzt.

Man pflegt zu nehmen

$$\alpha = \mathbf{15^0 \div 24^0}, \qquad 33$$

und zwar bei kleiner Wassermenge und hohem Gefälle kleiner als bei großer Wassermenge und kleinem Gefälle.

Den Winkel β nimmt man meistens als rechten oder stumpfen Winkel

$$\beta = \mathbf{90^0 \div 120^0} \text{ oder } \beta = \mathbf{90} + \frac{\alpha}{2} \qquad 34$$

Zur Berechnung der Zellenquerschnitte sowie des Winkels δ geht man von der Hauptgleichung aus

$$\mathbf{Q = F \cdot c = F_e\, u_e = F_a\, u_a}. \qquad 35$$

Der lichte Querschnitt aller Leitzellen ist wieder

$$F = (t \sin \alpha - \sigma)\, b\, z.$$

Der lichte Querschnitt aller Radzellen für den Eintritt des Wassers

$$F_e = (t_e \sin \beta - \sigma_1\, b_e\, z_1$$

und der lichte Austrittsquerschnitt

$$F_a = (t_a \sin \delta - \sigma_2)\, b_a\, z_1.$$

Die aus einer Radzelle austretende Wassermenge muß gleich der eintretenden sein, mithin

$$\mathbf{(t_e \sin \beta - \sigma_1)\, b_e \cdot u_e = (t_a \sin \delta - \sigma_2)\, b_a\, u_a} \qquad 36$$

Aus dieser Gleichung kann δ berechnet werden, wenn die andern Größen gegeben sind. Früher machte man $b_a = b_e = b$ und vergrößerte auch für die Ausführung die Radbreite nur wenig gegen die Leitzellenbreite. Gegenwärtig erweitert man auch bei den Überdruckturbinen die Radbreite nach der Austrittsstelle hin, um durch Verminderung des Winkels δ eine Verminderung der absoluten Austrittsgeschwindigkeit zu erzielen. Hauptsächlich ist dieses bei außenschlächtigen Rädern von Nutzen oder geradezu nötig.

Vernachlässigt man die Schaufeldicke, was hier bei großen Teilungen mitunter zulässig ist, so kann man setzen:

$$z_1\, u_e\, t_e \sin \beta = z_1\, u_a\, t_a \sin \delta = z \cdot c \cdot t \sin \alpha.$$

Es ist aber $z_1\, t_a = 2\, R_a\, \pi$ und $z \cdot t = 2\, R_e\, \pi$; mithin

$$R_a\, u_a \sin \delta = R_e\, c \sin \alpha$$

$$\mathbf{\sin \delta = \frac{R_e}{R_a} \frac{c \sin \alpha}{u_a}} \qquad 37$$

Setzt man $c = \frac{v_e \sin\beta}{\sin(\beta - \alpha)}$, so folgt

$$\sin\delta = \frac{R_e}{R_a}\frac{v_e}{u_e}\frac{\sin\alpha\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)}.$$

Da nun $u_a = v_a$ und $\frac{v_e}{v_a} = \frac{R_e}{R_a}$, so ist auch

$$\sin\delta = \left(\frac{R_e}{R_a}\right)^2 \frac{1}{\operatorname{cotg}\alpha - \operatorname{cotg}\beta} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{37\,a}$$

3. **Radien, Teilung usw.** Aus der Hauptgleichung $Q = F \cdot c$ folgt sofort

$$Q = (t \sin\alpha - \sigma)\, b\, z \cdot c.$$

Setzt man $z = \frac{2 R_e \pi}{t}$ und $b = p \cdot R_e$, so ist

$$(t\sin\alpha - \sigma)\, p\, R_e \frac{2 R_e \pi}{t} \cdot c = Q$$

oder:

$$R_e = \sqrt{\frac{Q}{2\pi \cdot p \cdot c\left(\sin\alpha - \frac{\sigma}{t}\right)}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{38}$$

Der Beaufschlagungsgrad ist immer $\vartheta = 1$ vorausgesetzt. Da nun nach einer ganz ähnlichen Entwicklung auch gesetzt werden könnte:

$$R_e = \sqrt{\frac{Q}{2\pi p \cdot u_e\left(\sin\beta - \frac{\sigma_1}{t_e}\right)}}$$

und beide Resultate doch gleich sein müssen, so muß auch

$$c\left(\sin\alpha - \frac{\sigma}{t}\right) = u_e \cdot \left(\sin\beta - \frac{\sigma_1}{t_e}\right) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{39}$$

sein. Die aus dieser Gleichung folgende Schaufeldicke σ_1 ist genau einzuhalten, denn das Wasser geht hier nicht als freier Strahl durch das Rad, sondern füllt infolge der Pressung oder des Spaltendruckes die Zellen vollkommen aus. Die Geschwindigkeit u_e würde also eine unbeabsichtigte Verminderung erfahren, wenn man σ_1 zu klein nähme.

Das Verhältnis p findet man

bei außenschlächtigen Rädern $p = 0{,}25 \div 0{,}3$
bei innenschlächtigen Rädern $p = 0{,}35 \div 0{,}4$ $\ldots\ldots\ldots$ **40**

genommen. Das Verhältnis der Radien kann betragen:

bei außenschlächtigen Rädern $\frac{R_e}{R_a} = 1{,}2 \div 1{,}4$
bei innenschlächtigen Rädern $\frac{R_e}{R_a} = 0{,}66 \div 0{,}8$ $\ldots\ldots\ldots$ **41**

Die Schaufelteilung wird bei den Reaktionsturbinen meistens größer genommen als bei den Druckturbinen; man geht hier mit der Teilung bis 300 mm, doch sollte man t um so kleiner nehmen, je kleiner R ist. Die Teilung des Leitapparates kann etwas größer genommen werden als die des Rades, so daß der Leitapparat etwa zwei Schaufeln weniger bekommt als das Laufrad. Die geringste Lichtweite der Radkanäle wird dann gewöhnlich immer noch größer als die der Leitkanäle. Man nehme

$$t = 150 \div 130\ \text{mm oder } 0{,}21\sqrt{R} \div 0{,}28\sqrt{R} \text{ oder } 0{,}11\,R \div 0{,}133\,R \quad \ldots \quad \mathbf{42}$$

4. **Reaktion.** Aus der Bedingung, daß der Spaltendruck h_s größer sein soll als der atmosphärische Druck h_0, folgt eine ganz bestimmte Beziehung, welche zwischen den Winkeln α und β stattfinden muß; der Spaltendruck ist anderseits von diesen Winkeln abhängig. Nach (1_a) ist der Spaltenüberdruck

$$h'_s = h_s - (h_0 \mp h_1) = H - \frac{c^2}{2g}.$$

Soll dieser Ausdruck einen positiven Wert haben, so muß offenbar

$$H > \frac{c^2}{2g} \text{ sein.}$$

Vernachlässigt man den Geschwindigkeitsverlust, so folgt aus **29**

$$c^2 = \frac{g H \sin\beta}{\cos\alpha \cdot \sin(\beta - \alpha)} \text{ oder } \frac{c^2}{2g} = \frac{H \cdot \sin\beta}{2 . \cos\alpha \sin(\beta - \alpha)}.$$

Es muß also $H > \dfrac{H \sin\beta}{2 \cos\alpha \cdot \sin(\beta - \alpha)}$ sein.

Löst man $\sin(\beta - \alpha)$ auf und kürzt durch $\sin\beta$, so folgt

$$H > \frac{H}{2 \cos\alpha \cdot (\cos\alpha - \operatorname{cotg}\beta \cdot \sin\alpha)} \text{ oder}$$

$$2 \cos^2\alpha - \operatorname{cotg}\beta \sin 2\alpha > 1.$$

Setzt man jetzt $2 \cos^2\alpha = 1 + \cos 2\alpha$ so kommt

$$1 + \cos 2\alpha - \operatorname{cotg}\beta \sin 2\alpha > 1 \text{ oder}$$

$$\cos 2\alpha > \operatorname{cotg}\beta \sin 2\alpha$$

$$\operatorname{cotg} 2\alpha > \operatorname{cotg}\beta.$$

Mithin $$\beta > 2\alpha \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{43}$$

Je reichlicher nun dieser Bedingung Genüge geleistet ist, desto größer wird der Spaltenüberdruck und die durch denselben bewirkte Beschleunigung der Bewegung des Wassers durch die Radzellen. Gleichzeitig wird, wie schon zu den Formeln **28** und **29** bemerkt wurde, die Geschwindigkeit c des aus dem Leitapparat tretenden Wassers dadurch vermindert und damit auch die Umfangsgeschwindigkeit v_e des Rades.

Bezeichnet man bei Reaktionsturbinen denjenigen Teil des Gefälles H, welcher zur Erzeugung der Geschwindigkeit c verwendet wird mit $\varepsilon . H$, so ist

$$H - \frac{c^2}{2g} = H - \varepsilon H = h'_s = \frac{u_a^2 - u_e^2}{2g}$$

$$\varepsilon = \frac{c^2}{2g\,H} = \frac{H - h'_s}{H} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{44}$$

und man kann ε den Reaktionsgrad nennen.

Die Wasserspannung an der Austrittsstelle ist nur von den gegen das Rad rückwärts wirkenden Druckhöhen abhängig; dieselbe ist $= h_0 \mp h_1$, je nachdem die Turbine über oder unter Wasser geht. Ist der erste Fall vorhanden, und dementsprechend die Turbine mit Saugrohr ausgerüstet, so wird $h_0 - h_1$ negativ, wenn $h_1 > h_0$. Dieses darf jedoch unter keinen Umständen vorkommen, weil sonst ein Zerreißen der Wassersäule unter dem Rade eintreten würde, so daß an diesem Ort eine Luftleere entstehen müßte. Dadurch würde nicht nur die beabsichtigte Wasserwirkung gestört, sondern es würde auch die Höhe dieses luftleeren Raumes vom Gefälle verloren gehen. Es sei also stets $h_1 < h_0$, das

heißt die Turbine darf nie höher als 10 m über dem Unterwasserspiegel stehen; gewöhnlich bleibt man von jener Grenze noch ziemlich weit entfernt und nimmt höchstens $h_1 = 7$ m. Bei richtiger Anordnung und guter Ausführung des Saugrohres kommt offenbar immer das ganze Gefälle, welches vorhanden ist, zur Wirkung, während man bei Girard-Turbinen öfter das Rad einige Zentimeter über dem Unterwasserspiegel anordnen muß, um einem Steigen des Unterwassers Rechnung zu tragen, so daß dieses sogenannte Freihängen des Rades einen kleinen Gefälleverlust bedeutet.

5. **Nutzleistung.** Bezeichnet H das ganze nutzbare Gefälle, das heißt den Abstand zwischen Ober- und Unterwasserspiegel, so verrichten Q Kubikmeter Wasser, welche diese Höhe durchfallen, die mechanische Arbeit $Q \cdot \gamma \cdot H$, wo $\gamma = 1000$ kg das Gewicht eines Kubikmeters. Da nun Q pro Sekunde angegeben ist, so stellt obiger Ausdruck Sekundenmeterkilogramm dar. Die absolute Arbeit in Pferdestärken ist demnach

$$N_a = \frac{Q \gamma H}{75}$$

und die Nutzarbeit

$$N_n = \eta \cdot N_a \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 45$$

Hierbei bezeichnet η den Wirkungsgrad, welcher etwa $0{,}7 \div 0{,}75$ beträgt.

Die theoretische Leistung ist hier nicht $\frac{Q\gamma}{g}\left(\frac{c^2 - w^2}{2}\right)$; denn c ist hier kleiner als aus dem Gefälle folgt und es wirkt außer der in der Geschwindigkeit enthaltenen lebendigen Kraft auch noch der Spaltendruck. Die verlorene Arbeit ist aber wie früher $\frac{Q\gamma}{g} \cdot \frac{w^2}{2}$, so daß man schreiben könnte

$$L = Q\gamma\left(H - \frac{w^2}{2g}\right).$$

Man kann die Arbeitsleistung aus zwei Teilen zusammengesetzt denken; der eine Teil wird durch den Spaltendruck erzeugt, der andere durch die lebendige Kraft des Strahls. Der letztere ist

$$\frac{Q\gamma}{g} \cdot \frac{c^2 - w^2}{2},$$

der andere aber $Q\gamma\left(H - \frac{c^2}{2g}\right)$. Folglich ist die Summe:

$$L = Q\gamma\left(H - \frac{w^2}{2g}\right).$$

Bei den meisten Reaktionsturbinen wird durch die Reguliervorrichtung der Wirkungsgrad beeinträchtigt, sobald man die Turbine mit weniger Wasser arbeiten läßt. Oft sinkt hierbei der Wirkungsgrad im quadratischen Verhältnis mit der Wassermenge, so daß

$$\eta_2 = \eta_1 \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 46$$

wenn Q_1 und η_1 für volle Beaufschlagung, Q_2 und η_2 für verminderte Beaufschlagung gelten. Diese Verminderung von η schadet nichts, wenn durch die Regulierung nur die Leistung vermindert werden soll. Anders ist es, wenn einer Verminderung der disponibeln Wassermenge Rechnung zu tragen ist und

Effektverluste möglichst zu vermeiden sind. Am wenigsten sinkt noch der Wirkungsgrad durch die Regulierung bei den sogenannten Etagenrädern.

Zum Schluß sei hier noch einmal ein übersichtlicher Vergleich zwischen Druck- und Überdruckturbine angestellt; die Werte sind stark angenähert zu verstehen.

Druckturbine.

$$c = \sqrt{2g\,H}$$

$$v_e = \frac{c}{2},$$

$u_a = u_e$ bei Axialturbinen.

Bei Radialturbinen ist die relative Bewegung nur durch die Zentrifugalkraft beschleunigt oder verzögert.

Das Wasser fließt als freier Strahl aus dem Leitapparat. Spaltenüberdruck $h'_s = 0$. Der Wasserstrahl berührt nur die konkave Zellenwand des Rades.

$$\beta = 2\,\alpha.$$

Kann Partialturbine sein.

Exakte Regulierung.

Die Druckturbine muß ventiliert sein.

Für alle Wassermengen und Gefälle ausführbar.

Überdruckturbine.

$$c < \sqrt{2g\,H};\ c = \sqrt{g\,H}$$

$$v_e = c,$$

$u_a > u_e$, da hier die relative Bewegung immer durch den Spaltendruck beschleunigt wird.

Das Wasser steht im Spalt unter der Pressung h_s; Überdruck $= h'_s = H - \frac{c^2}{2g}$. Der Spaltendruck füllt die Radzellen ganz mit Wasser aus.

$$\beta > 2\,\alpha.$$

Muß Vollturbine sein.

Durch die Regulierung wird η beeinträchtigt.

Die Reaktionsturbine muß von der Luft abgeschlossen sein.

Für kleine Wassermenge und hohes Gefälle nicht günstig.

Beispiel. Berechnung einer außenschlächtigen radialen Überdruckturbine für eine Wassermenge von 1,5 cbm pro Sekunde und ein Gefälle von 3,8 m. Die Turbine soll ein Saugrohr erhalten, welches die innere Weite des Rades zum Durchmesser haben soll, die Wassergeschwindigkeit in diesem Rohre betrage 1,2 m.

Man erhält den Rohrdurchmesser aus der Gleichung

$$\frac{d^2\pi}{4}\,.\,V = Q.$$

$$d = \sqrt{\frac{4}{\pi}\,.\,\frac{Q}{V}} = \sqrt{\frac{4}{\pi}\,.\,\frac{1,5}{1,2}} = 1,26 \text{ m}.$$

Demnach der innere Halbmesser des Rades

$$R_a = \frac{1,26}{2} = 0,63 \text{ m}.$$

Wählt man $\frac{R_e}{R_a} = 1,4$, so ist $R_e = 1,4\,.\,0,63 = 0,88$ m.

Nimmt man $\alpha = 20^\circ$ und $\beta = 90 + \frac{\alpha}{2} = 100^\circ$ so ist

$$v_e = 0,95\sqrt{\frac{g\,.\,H\,.\,\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta\,.\,\cos\alpha}} = 0,95\sqrt{\frac{g\,H}{\cos\alpha}}$$

$$v_e = 5,98 \text{ m}$$

$$v_a = v_e\,.\,\frac{R_a}{R_e} = 5,98\,.\,\frac{1}{1,4} = 4,26 \text{ m}.$$

Ferner ist $c = v_e \frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)}$ folglich $c = v_e$, weil $\sin 100^\circ = \sin 80^\circ$ ist

$$c = 5,98 \text{ m}.$$

Nimmt man die Leitschaufeln 8 mm stark und die Teilung $t = 200$ mm, so findet man aus:

$$R_e = \sqrt{\frac{Q}{2\pi . p c \left(\sin\alpha - \frac{\sigma}{t}\right)}}$$

$$p = \frac{Q}{2\pi . c . R^2 \left(\sin\alpha - \frac{\sigma}{t}\right)} = \frac{1{,}5}{2 . \pi . 5{,}98 . 0{,}88^2 \left(0{,}342 - \frac{8}{200}\right)}$$

$$p = 0{,}17.$$

Die Radbreite wird also $b = p . R_e = 0{,}17 . 0{,}88 = 0{,}15$ m.

Die Anzahl der Leitschaufeln würde sein

$$z = \frac{2 R_e \pi}{t} = \frac{2 . 0{,}88 . \pi}{0{,}2} = 27{,}6.$$

Rundet man z auf 28 ab, so wird $t = 0{,}1975$ und die Schaufeldicke $\sigma = \frac{197{,}5}{200} . 8 = 7{,}9$ mm.

Wählt man für das Rad eine Teilung $t_e = 173$ mm, entsprechend einer Schaufelzahl von 32, so muß

$$c\left(\sin\alpha - \frac{\sigma}{t}\right) = u_e\left(\sin\beta - \frac{\sigma_1}{t_e}\right) \text{ sein.}$$

Es ist noch $u_e = v_e \frac{\sin\alpha}{\sin(\beta - \alpha)} = 2{,}08$ m; mithin

$$5{,}98\left(0{,}342 - \frac{8}{200}\right) = 2{,}08\left(0{,}985 - \frac{\sigma_1}{173}\right).$$

Hieraus ergibt sich

$$\sigma_1 = 19{,}9 \infty 20 \text{ mm.}$$

Diese große Schaufeldicke wäre vermieden, wenn man σ kleiner als 8 mm genommen hätte. Für $\sigma = 5$ hätte sich so $\sigma_1 = 12{,}5$ mm ergeben.

Der Winkel δ ergibt sich aus der Gleichung

$$u_e b_e (t_e \sin\beta - \sigma_1) = u_a b_a (t_a \sin\delta - \sigma_2).$$

Hierin ist $b_a = b_e$; $t_a = \frac{R_a}{R_e} . t_e = 123{,}5$ mm; $u_a = v_a = 4{,}26$ m.

$$2{,}08 . (0{,}173 . 0{,}985 - 0{,}02) = 4{,}26 (0{,}1235 . \sin\delta - 0{,}02)$$

$$\frac{0{,}312}{4{,}26} = 0{,}1235 \sin\delta - 0{,}02$$

$$\sin\delta = 0{,}753$$

$$\delta = 49^0.$$

Dieser ungünstig große Wert kann vermieden werden, wenn man die Schaufeldicke nach dem Austritt hin abnehmen läßt. Läßt man sie abnehmen bis auf 8 mm, so setze man rechts 0,008 statt 0,02 für σ_2 und bekommt dann

$$\sin\delta = 0{,}656; \ \delta = 41^0.$$

Nach Formel **37** hätte man $\sin\delta = 0{,}67$; $\delta = 42^0$ erhalten. Noch besser konnte man sich helfen durch Vergrößerung der Radbreite b_a und konnte den Winkel δ auf ein beliebiges Maß herabdrücken. Die absolute Austrittsgeschwindigkeit ist bei $\delta = 42^0$

$$w = 2 v_a . \sin\frac{\delta}{2} = 3{,}05 \text{ m.}$$

Zu $w = 3{,}05$ m gehört eine Druckhöhe

$$h_w = \frac{w^2}{2g} = \frac{3{,}05^2}{2 . 9{,}81} = 0{,}473 \text{ m.}$$

Diese steht zu H in dem Verhältnis:

$$\frac{0{,}473}{3{,}8} = 0{,}1245.$$

Von dem vorhandenen Gefälle gehen also ∞ 12,5 % durch die Austrittsgeschwindigkeit verloren.

Die Tourenzahl wird sein

$$n = 9{,}55 \cdot \frac{v_e}{R_e} = 65.$$

Die absolute Leistung

$$N_a = \frac{1{,}5 \cdot 1000 \cdot 3{,}8}{75} = 76 \text{ PS}.$$

und die Nutzleistung bei $\eta = 0{,}7$

$$N_n = 0{,}7 \cdot 76 = 53{,}2 \text{ PS}.$$

Der Spaltenüberdruck entspricht einer Wassersäule von

$$h'_s = H - \frac{c^2}{2g} = 3{,}8 - \frac{5{,}98^2}{2 \cdot g} = 3{,}8 - 1{,}82 = 1{,}98 \text{ m}.$$

Der Reaktionsgrad beträgt

$$\varepsilon = \frac{H - h'_s}{H} = \frac{3{,}8 - 1{,}98}{3{,}8} = 0{,}48.$$

---

§ 8. Die Henschel-Jonval-Turbine.

Diese Turbine steht zu den Rädern von Fourneyron und Francis etwa in derselben Beziehung, wie die Girard-Turbine zum Tangentialrade. Sie ist axial und natürlich voll beaufschlagt, weil sie Überdruckturbine ist. Gewöhnlich steht die Achse senkrecht, doch hat man auch schon derartige Turbinen mit der Achse horizontal aufgestellt. Auch als Kegelturbine hat man die Jonval-Turbine mehrfach ausgeführt. (Siehe Fig. 11.)

Die Regulierung geschieht bei geschlossenen Turbinen durch eine im Zuleitungsrohr angebrachte Drosselklappe; besitzt die Turbine ein Saugrohr, so kann dieses die Reguliervorrichtung enthalten, welche dann ebenfalls aus einer Drosselklappe besteht oder aus einem Schieber, welcher den Austritt des Wassers aus dem genannten Rohre beherrscht. Dieser Schieber ist entweder eben oder besteht aus einem Ring, welcher über das Saugrohr geschoben ist. Dieser Ring wird behufs Änderung der Wassermenge gehoben oder gesenkt, oder er ist — wie auch das Ende des Rohres — mit seitlichen Durchbrechungen versehen und wird um die Rohrachse gedreht. (Fig. 9.) Seltener sucht man durch Verschluß einzelner Leitzellen zu regulieren.

Ein anderes Reguliermittel besteht darin, daß man Leitapparat und Laufradkranz durch konzentrische Wände in Kammern teilt, welche man auf dem Leitapparate mit kreisringförmigen Platten überdecken kann. (Fig. 25.) Man hat bis zu drei Kammern ausgeführt, so daß solche Turbinen mit $^1/_3$ oder $^2/_3$ oder auch mit der ganzen Wassermenge arbeiten können. Alle Reguliermittel wirken hier viel unvollkommener als die der Druck- oder Aktionsturbinen.

Die Leitschaufeln sind entweder in den Mantel, welcher die ganze Turbine einschließt und als Fortsetzung das Saugrohr bildet, eingegossen (Fig. 9), oder der Leitapparat wird besonders gefertigt und in jenen Mantel eingehangen (Fig. 25). Das Laufrad bekommt häufig statt der Arme eine Scheibe. Ist dieselbe nicht durchbrochen, so verhindert sie wohl an dieser Stelle einen Wasserverlust durch den Spaltendruck, dagegen wird sie den Spaltendruck aufzunehmen haben und führt so eine Mehrbelastung des Spurzapfens usw. herbei. Bei Doppelmaschinen kann Entlastung eintreten, wie dies z. B. bei der in Fig. 12 dargestellten Konstruktion der Fall ist.

Zur Berechnung der Henschel-Jonval-Turbinen kann man die im vorigen Paragraphen aufgestellten Formeln benutzen, wenn man vorkommenden Orts $\frac{R_e}{R_a} = 1$ setzt.

Die im vorigen Paragraphen angegebenen Verhältnisse gelten annähernd auch hier. Häufig nimmt man für mittlere Verhältnisse $\alpha = 20^0$; $p = 0{,}2 \div 0{,}4$. Die Höhe der Räder wird der größeren Teilung wegen meistens größer genommen, als bei Girard-Turbinen. Wäre nämlich die Radhöhe so gering im Vergleich zur Teilung, daß man normal zur Radebene durch die Radzellen hindurchblicken könnte, so würde die beabsichtigte Wasserwirkung schwerlich zustande kommen. Man nimmt $a_1 = 0{,}2\,R \div 0{,}4\,R$, bei kleinen Maschinen noch mehr; $a = \frac{4}{3}\,a_1 \div \frac{3}{2}\,a_1$.

Beispiel. Eine Henschel-Jonval-Turbine, welche mit einem Gefälle von 4,2 m arbeitet, hat 0,5 m mittleren Radius und 0,18 m Radbreite. Der Leitapparat hat 16 Schaufeln von 6 mm Dicke, der Zuleitungswinkel beträgt $\alpha = 22^0$, der Eintrittswinkel $\beta = 100^0$. Das Rad hat 20 Schaufeln. Welche Wassermenge kann diese Turbine konsumieren, welches ist ihre Geschwindigkeit und ihre Leistung?

Die Teilung des Leitapparates ist

$$t = \frac{2\,R\,\pi}{z} = \frac{2\,.\,0{,}5\,.\,\pi}{16} = 0{,}196 \text{ m.}$$

Die Teilung des Rades

$$t_e = t_a = \frac{2\,R\,\pi}{z_1} = \frac{2\,.\,0{,}5\,.\,\pi}{20} = 0{,}157 \text{ m.}$$

Aus der Formel 28

$$v_e = 0{,}95 \sqrt{\frac{g\,.\,H\,.\,\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta\cos\alpha}}$$

ergibt sich

$$v_e = \sqrt{\frac{9{,}81\,.\,4{,}2\,.\,0{,}978}{0{,}985\,.\,0{,}927}} = 6{,}3 \text{ m.}$$

Aus 27 folgt:

$$c = v_e \frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)} = \frac{6{,}3\,.\,\sin 100^0}{\sin 78^0} = 6{,}34 \text{ m.}$$

Löst man jetzt 38 nach Q auf, so ergibt sich

$$Q = R^2\,.\,2\,\pi\,.\,p\,.\,c\left(\sin\alpha - \frac{\sigma}{t}\right)$$

$$Q = 0{,}5^2\,.\,2\,\pi\,.\,\frac{0{,}18}{0{,}5}\,.\,6{,}34\,.\left(0{,}375 - \frac{6}{196}\right) = 1{,}24 \text{ cbm.}$$

Bei einem Wirkungsgrade von 0,75 wäre die Nutzleistung

$$N_n = \frac{Q\,\gamma\,H}{75}\,\eta = \frac{1{,}24\,.\,1000\,.\,4{,}2}{75}\,.\,0{,}75 = 52 \text{ PS.}$$

Die Umdrehungszahl

$$n = 9{,}55\,.\,\frac{v}{R} = 9{,}55\,.\,\frac{6{,}3}{0{,}5} = 120.$$

Die relative Eintrittsgeschwindigkeit ist

$$u_e = \frac{v_e \sin\alpha}{\sin(\beta-\alpha)} = 2{,}42 \text{ m.}$$

Die Schaufeldicke für das Rad folgt aus

$$c\left(\sin\alpha - \frac{\sigma}{t}\right) = u_e\left(\sin\beta - \frac{\sigma_1}{t_e}\right)$$

$$6{,}34\left(0{,}375 - \frac{6}{196}\right) = 2{,}42\left(0{,}985 - \frac{\sigma_1}{157}\right)$$

$$\sigma_1 = 13 \text{ mm.}$$

Da nun $u_a = v_a = v_e = 63$ m ist, so ergibt sich Winkel δ aus

$$u_e\, b_e\, (t_e \sin\beta - \sigma_1) = u_a\, b_a\, (t_a \sin\delta - \sigma_2)$$

hierbei wurde noch $b_e = b_a$ und $t_e = t_a$ gesetzt,

$$\sin\delta = 0{,}43$$
$$\delta = 25^\circ\, 30'.$$

Nach der Annäherungsformel **37** hätte man $\delta = 23^\circ$ erhalten. Die absolute Abflußgeschwindigkeit wird

$$w = 2\, v_a \sin\frac{\delta}{2} = 2 \,.\, 6{,}3 \,.\, 0{,}225 = 2{,}84 \text{ m}.$$

Dieser Austrittsgeschwindigkeit entspricht eine Druckhöhe $h_w = \frac{w^2}{2g} = \frac{2{,}84^2}{2 \,.\, 9{,}81} = 0{,}41$ m. Vergleicht man diese mit dem ganzen Gefälle, so erhält man $\frac{0{,}41}{4{,}2} = 0{,}0975$. Der Verlust an Gefälle, also auch an Leistung beträgt sonach 9,75 %. Durch Verbreiterung des Rades nach der Austrittsstelle hin konnte man δ und w kleiner halten und den Verlust, der durch die Austrittsgeschwindigkeit entsteht, vermindern.

Der äußere Durchmesser des Rades ist $2\,R + b = 1{,}18$ m; erweitert man unter dem Rade das Saugrohr auf 1,3 m so ist sein Querschnitt $= 1{,}3^2 \frac{\pi}{4} = 1{,}33$ qm. Folglich die Wassergeschwindigkeit in demselben

$$V = \frac{Q}{1{,}33} = 0{,}93 \text{ m}.$$

Der Spaltenüberdruck ist

$$h'_s = H - \frac{c^2}{2g} = 2{,}15 \text{ m}.$$

Ist das Rad mit voller Armscheibe ausgeführt und betrachtet man die ganze Radfläche $1{,}18^2 \frac{\pi}{4} = 1{,}09$ qm als belastet, so ist der axiale Druck auf das Rad

$$P = 1{,}09 \,.\, 2{,}15 \,.\, 1000 = 2340 \text{ kg}.$$

Form der Schaufeln.

§ 9. Der absolute Wasserweg.

Da die Schaufel selbst eine fortschreitende Bewegung ausführt, während das Wasser die Zelle durchläuft, so muß die absolute Geschwindigkeit des Wassers in irgend einem Augenblick aus der Radgeschwindigkeit und der relativen Geschwindigkeit des Wassers in der Zelle zusammengesetzt sein. Ist nun die Schaufelkurve und das Gesetz der relativen Bewegung gegeben, so läßt sich hieraus das Gesetz der absoluten Bewegung, das heißt also auch die Form der absoluten Bahn ableiten.

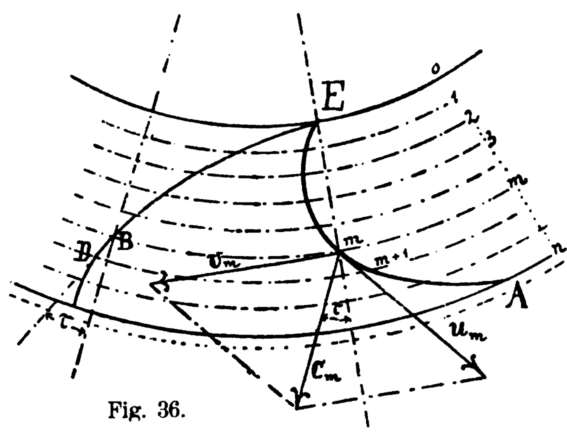


Fig. 36.

In gut angenäherter Weise wird die absolute Bahn gefunden,

wenn man die stetig gekrümmte Schaufelkurve oder den relativen Weg des Wassers (den mittleren Wasserfaden) in kleine als gerade zu betrachtende Stückchen zerlegt, wie Fig. 36 zeigt, und am Anfang eines jeden derselben die dahin gehörige relative Geschwindigkeit u mit der Radgeschwindigkeit v zusammensetzt. Die Richtung der relativen Geschwindigkeit fällt in die Richtung des betreffenden Schaufelelements. Die so erhaltene Resultante c_m gibt alsdann die Richtung des absoluten Weges — seine Tangente — in jenem Punkt an. Hat man vom Eintrittspunkt E an den absoluten Weg fortlaufend konstruiert, so hat man zu bedenken, daß sich der Punkt m zurzeit in B befindet.

Man ziehe also das Kurvenstückchen B D bei Axialturbinen parallel zu c_m; bei Radialturbinen muß B D mit dem Radius daselbst denselben Winkel τ bilden wie c_m mit dem durch m gehenden.

Man teile die Radhöhe oder -Tiefe a_1, welche vom Spalt bis zur Mitte des lichten Austrittsquerschnitts zu messen ist, in n gleiche Teile und numeriere die Teilpunkte vom Eintritt an mit 0, 1, 2, 3, . . . m, . . n. Alsdann bezeichnen u_m und c_m die relative und absolute Geschwindigkeit im m-ten Punkt. Ähnlich ist es mit der Radgeschwindigkeit v, doch ist diese nur bei Radialturbinen veränderlich, bei Axialturbinen ist sie konstant. Bei Radialturbinen ändert sich v_0, das heißt v_e **gleichförmig** auf v_n oder auf v_a. Diese gleichförmige Änderung kann leicht durch nebenstehende Hilfsfigur 37 dargestellt werden, so daß man jedes v leicht mit dem Zirkel abgreifen kann.

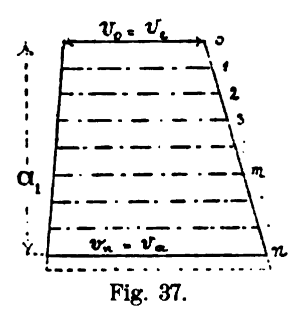


Fig. 37.

Bei radialen Druckturbinen ändert sich auch u gleichförmig,*) so daß man auch dafür ein solches Trapez benutzen kann.

Bei den Überdruckturbinen aber ist die Konstruktion etwas anders, da man bei diesen — die Schaufel gegeben gedacht — das Gesetz der Änderung der absoluten und der relativen Geschwindigkeit nicht ohne weiteres kennt. Eine gleichförmige Änderung kann hier wohl auch vorkommen, doch ist als Grundlage der Schaufelkonstruktion mitunter eine gleichförmige Änderung des

---

*) Die Geschwindigkeit u ändert sich unter dem Einfluß der Zentrifugalkraft; da nun diese Kraft mit dem Radius wächst, so kann u nicht gleichförmig beschleunigt oder verzögert sein, das heißt gleichförmig **in der Zeit.** Durch höhere Mathematik ist nachzuweisen, daß sich u längs des Wegs gleichförmig ändert. Ist x der Abstand eines Massenpunktes vom Mittelpunkt der Drehbewegung, so ist die Zentrifugalkraft desselben

$$P = m \cdot x \cdot \omega^2$$

wenn m seine Masse und ω die Winkelgeschwindigkeit ist. Dieser Kraft P entspricht eine Beschleunigung p, welche sich zur Fallbeschleunigung g verhält wie P zum Gewicht G des Massenpunktes.

$$p : g = P : G$$

$$p = \frac{P \cdot g}{G} = \frac{P}{m} = \frac{m \cdot x \cdot \omega^2}{m} = x \cdot \omega^2.$$

Integriert man die Differentialformel der Bewegung $v \cdot dv = p \cdot dx$ so folgt:

$$\int v \cdot dv = \int \omega^2 x \cdot dx$$

$$\frac{v^2}{2} = \frac{\omega^2 x^2}{2}$$

$$v = \omega \cdot x \text{ (also hier } u = \omega \cdot x).$$

Mithin wächst u proportional mit der Entfernung x vom Mittelpunkt.

Quadrates der Geschwindigkeiten vorausgesetzt oder wohl gar die Schaufelkurve aus freier Hand gezogen. Hauptsächlich kommt hier noch die Schaufeldicke in Betracht, oder vielmehr die zur Spaltfläche parallele (bei Radialturbinen konzentrische) Weite der Kanäle, da auch hiervon die Geschwindigkeiten u und c abhängen.

Setzt man jene Weite der Kanäle als konstant voraus, so muß bei axialen Überdruckturbinen die axiale, bei radialen aber die radiale Komponente f der absoluten (oder auch der relativen) Geschwindigkeit konstant sein. Denkt man sich nämlich das Wasser in Schichten durch die Radzelle gehend, welche zur Eintrittsfläche parallel bezw. konzentrisch bleiben, so sind diese Schichten von gleicher Flächengröße, mithin ist die zu diesen Flächen normale Geschwindigkeitskomponente f konstant, weil die Zellen stets ganz ausgefüllt sind.

Auf Grund dieser Tatsache läßt sich der absolute Wasserweg wie folgt konstruieren (Fig. 38). Man ziehe im m-ten Punkt der Schaufelkurve die Geschwindigkeit v_m. Ziehe durch F parallel zum Kurvenelement m, m + 1 und x y parallel zu v_m im Abstand $c \cdot \sin \alpha = f$. Durch den so gefundenen Punkt B ist c_m und u_m bekannt geworden, so daß man das Kurvenstückchen G D des absoluten Wasserwegs parallel zu c_m ziehen kann. Bei Radialturbinen ist der Winkel τ, den c_m mit dem Radius bildet, nach G zu transportieren.

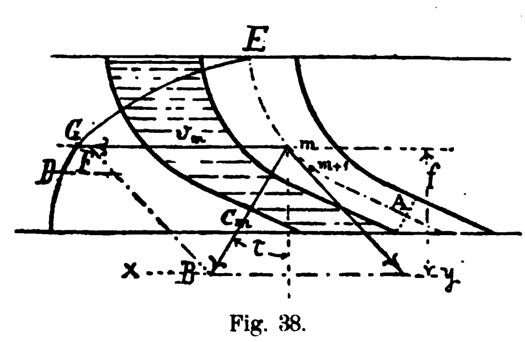


Fig. 38.

Häufig ist nun wegen der Dicke der Schaufeln oder bei Radialturbinen wegen der Konvergenz der Radien die Kanalweite nicht konstant, so daß jene zu v normale Geschwindigkeitskomponente f nicht konstant bleibt, weil Beschleunigung oder Verzögerung stattfindet. Auch hier ist eine Konstruktion des absoluten Weges noch möglich, wenn man den Abstand der Linien v_m und x y für jeden einzelnen Punkt des mittleren Wasserfadens bestimmt.

Aus dem Gesagten ist deutlich zu ersehen, daß von irgend welchen für u und c gestellten Bedingungen nicht nur die Form der Schaufelkurve, sondern auch die Dicke der Schaufeln abhängt. Bei Druckturbinen ist letzteres nicht der Fall, da der Strahl nur auf der einen Seite die Zellenwand berührt.

Bei axialen Überdruckturbinen sind obige Schaufelfiguren als mittlere Schnitte aufzufassen, das heißt, man hat sich einen Zylindermantel vom Radius R, dessen Achse mit der des Rades zusammenfällt, durch den Radkranz gelegt zu denken. Wickelt man diesen Zylindermantel ab, so erblickt man die Durchdringung seiner Mantelfläche mit der Schaufel; man spricht daher auch von dem abgewickelten Schaufelplan.

Bei axialen Druckturbinen mit freiem Strahl bleibt der in der Mitte der Radbreite eintretende Wassertropfen nicht in der Mantelfläche des mittleren Schnittes, sondern sucht nach dem Beharrungsvermögen in einer Ebene zu bleiben, welche den mittleren Zylinder tangiert. Tritt also bei Fig. 39 das Wasser bei E_1 ein und durchläuft den absoluten Weg E_1 B_1, so wird R_a größer als R_e sein. Man ziehe durch E normal zum Radius, projiziere den Punkt B_1

nach B und findet so R_a, zugleich aber auch den wahren Austrittspunkt A_2, indem man aus dem Radmittelpunkt einen Kreis durch B schlägt bis zum Schnittpunkt A mit der durch A_1 gezogenen Vertikalen. Man konstruiert also rationell den Radkranzquerschnitt einseitig (unsymmetrisch), indem man die Radbreite b_a von A_2 aus nach jeder Seite zur Hälfte abträgt.

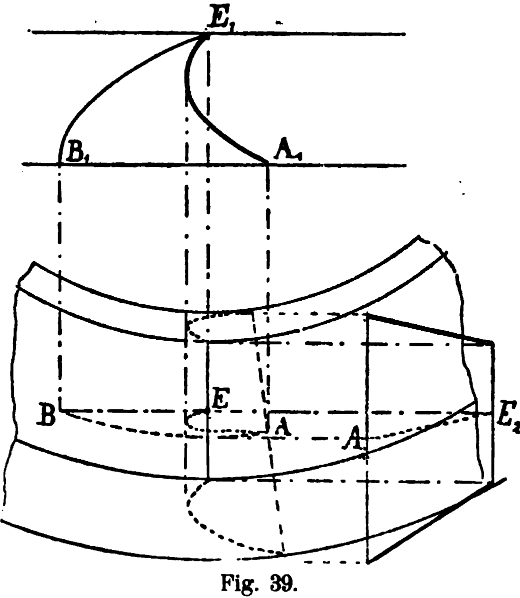


Fig. 39.

Durch Schrägstellung der Schaufel kann man den Wassertropfen, der bei E eingetreten ist, zwingen, auf dem Mantel des mittleren Zylinders zu bleiben; der Kranzquerschnitt kann dann symmetrisch sein.

Der absolute Wasserweg muß stets eine kontinuierliche Kurve sein, was im allgemeinen der Fall ist, wenn die Schaufelkurve eine solche ist. In Hinsicht der Hauptsachen: Eintritts- und Austrittsgeschwindigkeit, Eintritts- und Austrittswinkel, Kontinuität der Bewegung usw. können — theoretisch genommen — unendlich viele Schaufelformen in richtiger Weise arbeiten, weshalb man denn auch oft die Schaufelkurve aus freier Hand konstruiert.

§ 10. Schaufelkonstruktion nach gegebenen Bedingungen.

Die Art und Weise der Wasserbewegung in den Leitzellen tut wenig zur Sache, so daß es genügt, wenn der Anfang der Leitschaufel die Richtung des ankommenden Wassers tangiert, ihr Ende unter dem Winkel α gegen die Fläche des Spaltes geneigt ist und zwischen je zwei Leitschaufeln der richtige Querschnitt vorhanden ist. Ist also in Fig. 40 E F = t die Teilung des Leitapparates einer Axialturbine, so ziehe man durch E unter dem Winkel α gegen E F, fälle auf diese so gezogene Linie aus F ein Lot und verlängere dieses bis zum Schnittpunkt M mit der Oberkante G J des Leitapparates. Aus M schlage man einen Kreisbogen durch K; alsdann tangiert dieser die Linie E K und schneidet senkrecht durch G J, das heißt, tangiert die Richtung des ankommenden Wassers. Man kann auch E K beliebig über K verlängern wie bei F K_1 geschehen ist, zieht oben durch P vertikal und rundet die Ecke durch einen Bogen ab.

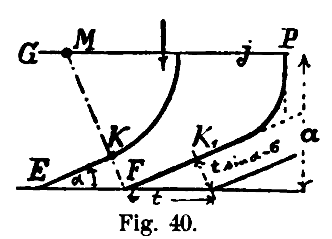


Fig. 40.

Bei Radialturbinen kann das Stück E K nicht gerade sein, weil sonst die Leitzelle am Ausgußpunkt nicht die richtige Normalweite haben würde.

Bei innenschlächtigen Rädern würde eine Divergenz, bei außenschlächtigen eine Konvergenz der Zellenweite zu bemerken sein. Man mache in Fig. 41 $\measuredangle$ N E M $= \alpha$, fälle auf E M aus N das Lot N P, mache $\measuredangle$ P N M = dem halben Teilwinkel einer Leitzelle und schlage E K aus M, so daß M K E_1 in einer Geraden liegen. Konstruiert man K E als Evolvente des Kreises, der aus N mit N P als Radius geschlagen ist, so findet keine Konvergenz oder Divergenz der Schaufeln statt, weil Evolventen desselben Grundkreises äquidistant sind. Der Kreisbogen E K aus M genügt als eine Annäherung der Evolvente. Auf M K wähle man noch einen Punkt n, aus welchem der Bogen K J zu schlagen ist, doch sei Radius n K nicht zu groß. Schlägt man über N n einen Halbkreis, so schneidet dieser die Leitschaufel in J ab und hier ist die Grenze des Leitapparates. Alsdann steht das Leitschaufelelement in J radial. Etwas anders gestaltet sich die Konstruktion der Bogen K J, wenn die Punkte J nicht auf einem Kreis aus N, sondern auf einer geraden Linie liegen sollen, wie dieses bei Tangentialrädern vorkommt. Ein mit der Lichtweite t · sin $\alpha - \sigma$ aus E_1 geschlagener Kreis muß die vorhergehende Schaufel E K tangieren.

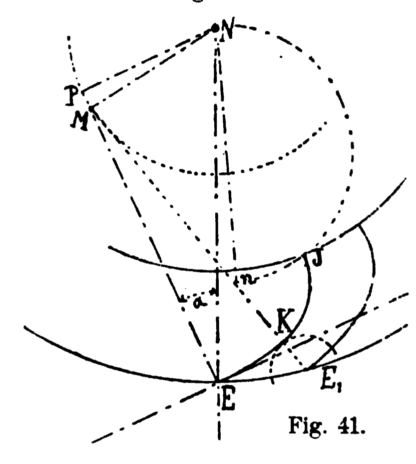


Fig. 41.

Auch beim Laufrad ist es jedenfalls gleichgültig, nach welchem Gesetz die Geschwindigkeit des Wassers sich ändert, wenn diese Änderungen nur stetig stattfinden und die Winkel β und δ sowie die Lichtweiten der Kanalmündungen eingehalten sind. Die Schaufelkonstruktion für gesetzmäßige Geschwindigkeitsänderung ist indessen so einfach, daß man sie ohne Mühe jederzeit ausführen kann. Hat man in Fig. 42 die Radhöhe in n Teile zerlegt und ist die Konstruktion bereits bis zum m-ten Punkt gediehen, so konstruiere man für diesen Punkt aus v_m, c_m und u_m das bekannte Parallelogramm; alsdann wird die Richtung von u_m das als gerade gedachte Schaufelstückchen vom m-ten bis zum m + 1-ten Punkt bestimmen. Man mache also m B = v_m, schlage Bogen aus m mit c_m sowie Bogen aus B mit u_m und findet so den Schnittpunkt F, welcher das Parallelogramm bestimmt. Das Schaufelstückchen von m bis m + 1 hat die Richtung von u_m; in m + 1 setze man die Konstruktion fort. Gleichzeitig ergibt sich der absolute Wasserweg, wenn man G D parallel zu c_m zieht, sofern man eine Axialturbine vor sich hat; bei Radialturbinen muß G D mit seinem Radius denselben Winkel τ bilden, wie m (m + 1) mit seinem Radius. (Siehe auch Fig. 36.)

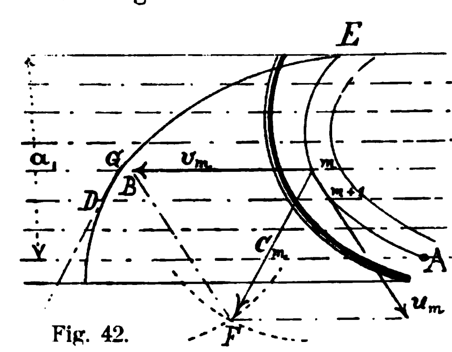


Fig. 42.

Bei axialen Druckturbinen ist u konstant, bei radialen Druckturbinen ändert sich u gleichförmig längs des Weges R_a—R_e, welche Änderung leicht graphisch darzustellen ist durch das bekannte Trapez Fig. 37.

Auch für c kann man eine gleichförmige Änderung voraussetzen und die verschiedenen c aus einem Trapez, wie nebenstehende Fig. 43 zeigt, direkt abgreifen.

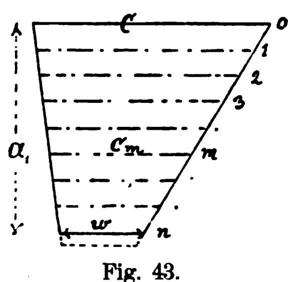


Fig. 43.

Macht man aber die Voraussetzung, daß nicht c sondern c^2 sich gleichförmig ändere, so wird auf gleichen Stationen 01, 12, 23 usw. gleich viel Arbeit vom Wasser an das Rad abgegeben, das heißt, der nutzbare Druck auf die Schaufel — die Tangentialkomponente — ist an allen Punkten der Schaufel gleichgroß. Alsdann konstruiere man obiges Trapez mit den Parallelseiten c^2 und w^2 und bestimme die einzelnen c selbst durch Wurzelausziehen. Trägt man alle c von einer geraden Linie an ab und verbindet die Endpunkte, so ergibt dieses keine Gerade, sondern einen Parabelbogen. (Fig. 44.)

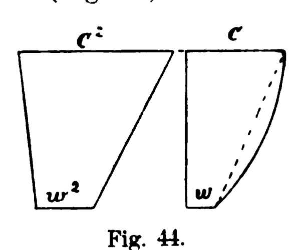


Fig. 44.

Bei Überdruckturbinen kann man ein beliebiges Gesetz für die Änderung von c und u zugrunde legen, weil hier das Wasser die Zelle stets ganz ausfüllt, die Form des Strahles also eine erzwungene ist. Man kann also auch annehmen, daß c und u sich gleichförmig ändern oder daß ihre Quadrate sich gleichförmig ändern, oder kann die Kurve ST, welche die Änderung bestimmt, beliebig annehmen. (Fig. 45.)

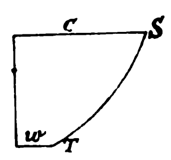


Fig. 45.

Die so gefundene Kurve bildet noch nicht die Schaufel selbst, sondern den mittleren Faden des Wasserstrahls. Auf dieser Kurve wähle man Punkte, wie in Fig. 46 geschehen, und schlage aus denselben Kreise, deren Durchmesser die jeweiligen Dicken des Wasserstrahles sind. Die Schaufel selbst ist dann als eine diese Kreise tangierende Kurve zu ziehen. Bei den Druckturbinen braucht nur die konkave Seite der Schaufel sich an jene Kreise anzulegen, bei den Reaktions- und Grenzturbinen muß dieses auch mit der konvexen Seite der Fall sein; die Schaufeldicke dieser Turbinen ergibt sich dadurch von selbst.

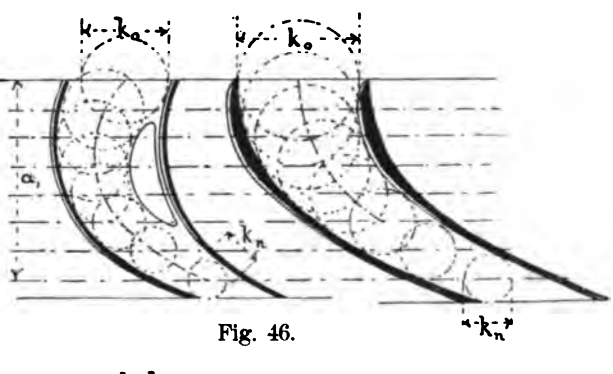


Fig. 46.

Am Eintrittspunkt hat die Zelle die lichte Weite $t_e \cdot \sin\beta - \sigma_1$, und dieses ist der Durchmesser k_0 des ersten Kreises. Der Kreis an der Austrittsstelle hat den Durchmesser $k_n = t_a \cdot \sin\delta - \sigma_2$. Die übrigen Kreise k folgen aus der Gleichung $b_0 k_0 \cdot u_0 = b_m k_m u_m = b_n k_n u_n$. Ist also u für alle Stationen bekannt, so findet man leicht

$$k_m = \frac{b_0 k_0 u_0}{b_m u_m} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad 47$$

Es sei bemerkt, daß b_0 u_0 mit b_e u_e identisch ist, ebenso b_n u_n mit b_a u_a. Offenbar ist es nötig, die Radhöhe oder Tiefe a_1 etwas zu vergrößern, wenn die

Schaufelkurve noch den letzten Kreis k_n berühren soll. Bei Radialturbinen scheint dadurch eine Veränderung von R_a herbeigeführt zu werden. Der Fehler ist jedoch nur scheinbar, da R_a v_a w auf den Mittelpunkt des lichten Austrittsquerschnitts, das heißt auf den Mittelpunkt des Kreises k_n bezogen sind.

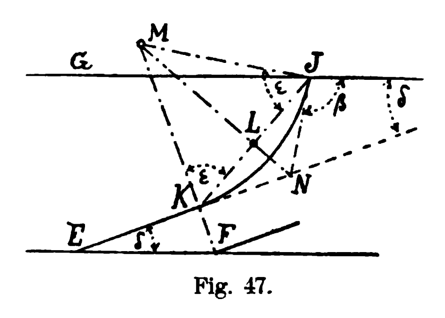


Fig. 47.

Früher konstruierte man häufig die Radschaufeln mit dem Zirkel, das heißt setzte sie aus Kreisbogen und geraden Linien zusammen. Bei Axialturbinen ist die Konstruktion folgendermaßen auszuführen:

Man mache in Fig. 47 $EF = t_a$, ziehe EK unter den Winkel δ gegen EF. Ziehe $FK \perp EK$. Trage den $\sphericalangle MKL = \frac{\beta + \delta}{2}$ an MK und verlängere bis J. Halbiere JK in L und errichte in L ein Lot. Alsdann ist der Schnittpunkt M der Mittelpunkt des Bogens JK.

Beweis der Richtigkeit: Soll der Bogen KJ bei J unter dem Winkel β durch die Linie GJ schneiden, so ist $\sphericalangle GJM = \beta - 90$. Ferner ist der Außenwinkel $JNK = \beta + \delta$ und auch $= 180 - JMK$; da nun auch $JMK = 180 - 2\varepsilon$ so ist $2\varepsilon = 180 - JMK = \beta + \delta$ oder $\varepsilon = \frac{\beta + \delta}{2}$.

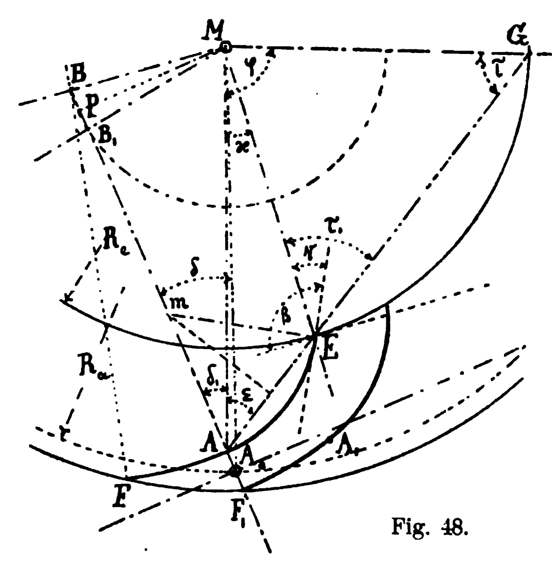


Fig. 48.

Bei innenschlächtigen Radialturbinen mache man in Fig. 48 $\sphericalangle MA_0B = \delta$; fälle aus M ein Lot auf AB und mache $\sphericalangle BMP = \sphericalangle B_1MP$ gleich einem halben Teilungswinkel. Alsdann schlage man AF aus B und A_1F_1 aus B_1, ziehe AM und mache $\sphericalangle \varphi = 180 - (\beta - \delta)$, verbinde A mit G, so ist der Schnittpunkt E dieser Geraden mit dem inneren Radkreis der Anfangspunkt der Schaufel. Errichtet man jetzt in der Mitte von AE ein Lot, so erhält man im Schnittpunkt m desselben mit AB den Mittelpunkt für den Bogen AE.

Beweis der Richtigkeit: Es ist $\sphericalangle BAM = \delta_1$ nahezu $= \delta$ und $\varepsilon + \tau + \varphi = 180^0$. Ferner ist $\sphericalangle \beta = 90 + \gamma$ und τ_1 als Außenwinkel von AMEA ist $\tau_1 = \varepsilon + \varkappa$. Folglich

$$\varepsilon + \tau + \varphi = 2\varepsilon + \varkappa + \varphi = 180.$$

Es ist aber $$\beta = 90 + \gamma$$

und die Winkelsumme im Dreieck MEAM

$$\varkappa + \varepsilon + [(\varepsilon + \delta) + (90 - \gamma)] = 180,$$

also $$\varkappa = 90 - 2\varepsilon - \delta + \gamma.$$

Mit der vorstehenden Gleichung verbunden gibt:

$$2\varepsilon + (90 - 2\varepsilon - \delta + \gamma) + \varphi = 180$$

und $\gamma = \beta - 90$ gesetzt $90 - \delta + \beta - 90 + \varphi = 180$

$$\varphi = 180 - \beta + \delta$$

was zu beweisen war.

Die Konstruktion für ein außenschlächtiges Rad zeigt nebenstehende Fig. 49, deren Bezeichnungen mit Fig. 48 übereinstimmen. Es ist $\beta = 90 + \gamma$. Im Dreieck A G M ist

$$\varepsilon + \tau + \varphi = 180.$$

$$\tau = 180 - \varepsilon - \beta.$$

Ferner ist bei E:

$$\tau = 90 + \gamma - (\varepsilon + \delta).$$

Durch Gleichsetzung ergibt sich

$$180 - \varepsilon - \varphi = 90 - (\varepsilon + \delta) + \gamma$$

$$= 90 - (\varepsilon + \delta) + (\beta - 90);$$

$$180 - \varepsilon - \varphi = \beta - \varepsilon - \delta;$$

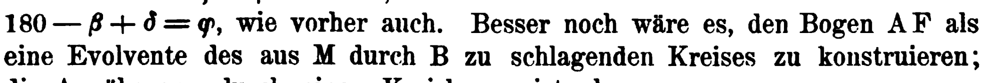


Fig. 49.

$180 - \beta + \delta = \varphi$, wie vorher auch. Besser noch wäre es, den Bogen A F als eine Evolvente des aus M durch B zu schlagenden Kreises zu konstruieren; die Annäherung durch einen Kreisbogen ist aber genügend. Der Radius des Grundkreises dieser Evolvente wäre $MB = R \cdot \sin \delta$.

Für Druckturbinen eignet sich diese Konstruktion jedenfalls nicht, da die Krümmung F A eine Loslösung des Wasserstrahles von der Schaufel herbeiführen würde.

Die Schaufeln der Axialturbinen werden als windschiefe Flächen (Schraubenregelflächen) konstruiert. (Siehe Fig. 50.) Man läßt diese Fläche durch eine Gerade N N erzeugen, welche normal auf der Turbinenachse steht, sich längs derselben verschiebt und hierbei die als Leitlinie dienende Kurve E A des mittleren Schnittes durchläuft.

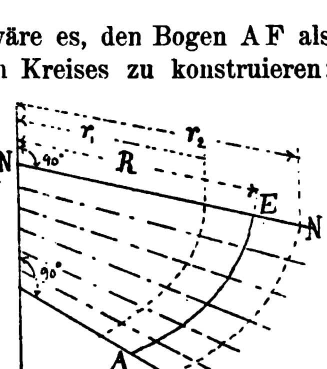


Fig. 50.
Perspektivisch.

Die Schaufelkurve wird an der Außenseite des Rades in der Richtung der Radebene etwas gedehnt, während sie an der Innenseite etwas gedrückt wird. Diese sogenannten äußern und innern Schnitte können leicht aus dem mittlern Schnitte — das ist die konstruierte Schaufelkurve — abgeleitet werden. Man läßt in der axialen Richtung die Abmessungen der Schaufelkurve ungeändert und vergrößert oder verkleinert nur die hierzu normalen Ausdehnungen im Verhältnis der betreffenden Radien.

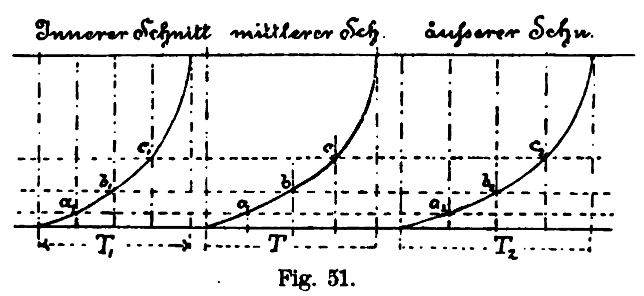
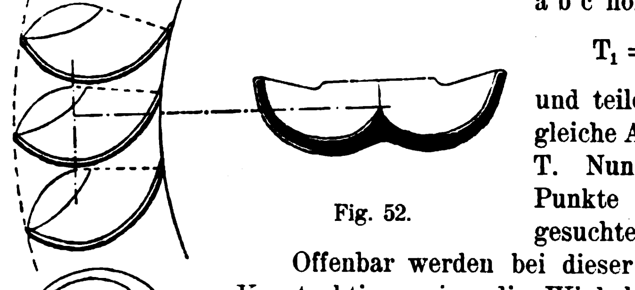


Fig. 51.

Man teile also bei einer Jonval-Turbine nach Fig. 51 die Projektion T im mittleren Schnitt in beliebig viele gleiche Teile und ziehe durch die Punkte a b c horizontal. Mache

$$T_1 = \frac{r_1}{R} T; \; T_2 = \frac{r_2}{R} T$$

und teile T_1 sowohl als T_2 in die gleiche Anzahl gleicher Stücke wie T. Nun ergeben sich sofort die Punkte a_1 b_1 c_1 und a_2 b_2 c_2 der gesuchten Schnitte.



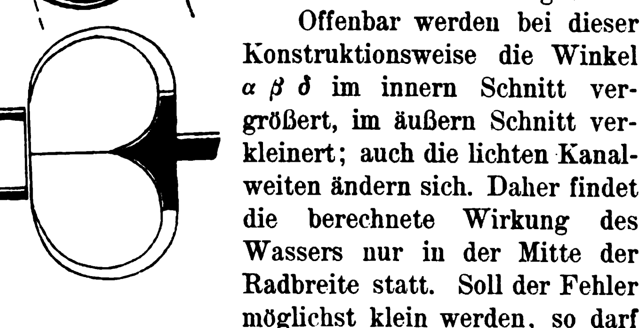


Fig. 52.

Offenbar werden bei dieser Konstruktionsweise die Winkel α β δ im innern Schnitt vergrößert, im äußern Schnitt verkleinert; auch die lichten Kanalweiten ändern sich. Daher findet die berechnete Wirkung des Wassers nur in der Mitte der Radbreite statt. Soll der Fehler möglichst klein werden, so darf man die Radbreite nicht zu groß nehmen im Verhältnis zum Radius.

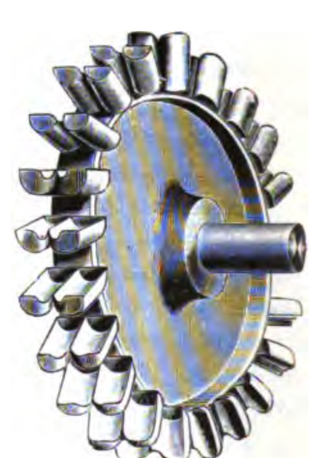


Fig. 53.

Mitunter werden auch die Schaufeln zylindrisch geformt, das heißt so, daß man auf der Schaufelfläche Linien ziehen kann, welche zur Kante b_e an der Eintrittsstelle parallel sind.

Von besonderer Art sind die Schaufelflächen bei gewissen neueren Konstruktionen, beim Pelton-Rad und verwandten Ausführungen. Das Wasser strömt bei diesen gewöhnlich außenschlächtigen Rädern in der Radebene zu, verbleibt aber nicht in derselben, sondern wird seitwärts abgelenkt. Die Schaufel hat die Form eines Doppellöffels. (Siehe Fig. 53 und 53a.) Der Mittelgrat zerteilt den Wasserstrahl und lenkt die beiden Teile **seitwärts** ab. Nebenbei verbleibt bei Schaufeln nach Fig. 52 aber immer noch etwas von dem in der reinen Radialturbine stattfindenden Vorgang. Bei sehr geringen Wassermengen bekommt das Zuleitungsrohr am Ende ein konisches Mundstück, welches den Leitapparat darstellt. Die Mündung wird durch eine zentrisch gelagerte, in der Achsenrichtung verschiebbare Spitze beherrscht, wodurch die Regulierung stattfindet. Die Lücke zwischen den beiden Löffeln am Rande des Pelton-Rades gewährt die Möglichkeit, die Zuführungsdüse bis ins Rad hinein zu legen.

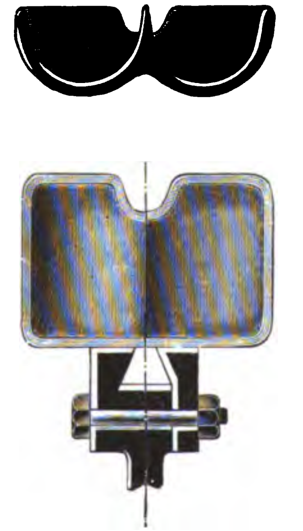


Fig. 53a.

Ganz eigenartige Schaufelformen sind in neuerer Zeit entstanden aus dem Bestreben, den Radius außenschlächtiger radialer Überdruckturbinen mög-

lichst klein zu halten. Dabei ist gleichsam eine neue Art von Turbinen entstanden; das Wasser tritt radial von außen ein, biegt aber dann um und geht axial hinaus. Die Maschine ist also anfangs Radialturbine, später Axialturbine. Schon früher nahm man bei den Francis-Turbinen Rücksicht darauf, daß das Wasser, während es den Radkranz radial durchläuft, durch die Schwere nach unten gezogen wird, daß also der absolute und auch der relative Wasserweg eine Kurve von doppelter Krümmung ist. Amerikanische Konstruktionen der Neuzeit zeichnen sich aus durch weitgehende Ausbildung dieses Systems, wie Fig. 55 erkennen läßt.



Fig. 54.

Über die Berechnung solcher Turbinen ist bezüglich des Austritts aus dem Leitrade und des Eintritts des Wassers in das Laufrad nichts Neues zu bemerken. Es gelten wieder die Gleichungen: $Q = F \cdot c = F_e \cdot u_e$, sowie $F = (t \sin \alpha - \sigma)\, b \cdot z$ und $F_e = (t_e \sin \beta - \sigma_1)\, b_e\, z_1$.

Vom Spalt an ändert das Wasser allmählich die Hauptrichtung seiner Bewegung, welche schließlich in die Richtung des Saugrohres übergeht und man kann die Einrichtung treffen, daß die Wassergeschwindigkeit im Saugrohr gleich der absoluten Austrittsgeschwindigkeit w wird.

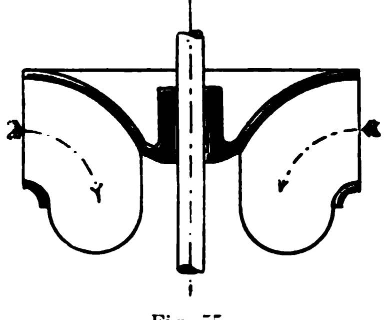


Fig. 55.

Man teilt im Achsenschnitt das Kranzprofil in Richtung der Wasserbewegung in mehrere Streifen (6—10) und betrachtet jede dieser Schichten für sich. Durch diese Einteilung zerfällt die Radbreite b_e am Eintritt in kleine Stücke $\triangle b_e$ und ebenso die Radbreite b_a am Austritt. (Siehe Fig. 56.)

Ist $\triangle b_a$ die Größe eines dieser letztgenannten Stückchen und hat sein Mittelpunkt von der Achse den Abstand x, so ist die entsprechende Rotationsfläche: $\triangle b_a \cdot 2\, x\, \pi$. Multipliziert man mit $\sin \delta$ und subtrahiert $z_1\, \sigma_2 \cdot \triangle b_a$, so ist der lichte Austrittsquerschnitt:

$$\triangle F_a = \triangle b_a\, [2\, x\, \pi \cdot \sin \delta - z_1\, \sigma_2] = \triangle b_a\, [z_1\, t_x \sin \delta - z_1\, \sigma_2].$$

Man trifft die Annahme, daß an jeder Stelle die relative Austrittsgeschwindigkeit u_a gleich der Umfangsgeschwindigkeit $v_a = \frac{2\, x\, \pi\, n}{\sigma_e}$ ist. Man hat:

$$Q = \Sigma \triangle F_a \cdot u_a = \Sigma \triangle b_a \cdot z_1\, [t_x \cdot \sin \delta - \sigma_2]\, u_a$$

oder

$$Q = \Sigma \triangle b_a \cdot z_1\, t_x \left[\sin \delta - \frac{\sigma_2}{t_x}\right] u_a.$$

Vernachlässigt man die Schaufelstärke, läßt also $\frac{\sigma_2}{t_x}$ gegen $\sin \delta$ fort, so ist:

$$Q = \Sigma \triangle b_a \cdot z_1\, t_x \cdot u_a \sin \delta.$$

Soll die absolute Austrittsgeschwindigkeit w an allen Orten dieselbe Größe haben, so müßte $2\,u_a \sin\frac{\delta}{2} = w$ konstant gesetzt werden. Der Unterschied ist nicht groß, wenn man $u_a \cdot \sin\delta$ konstant setzt.

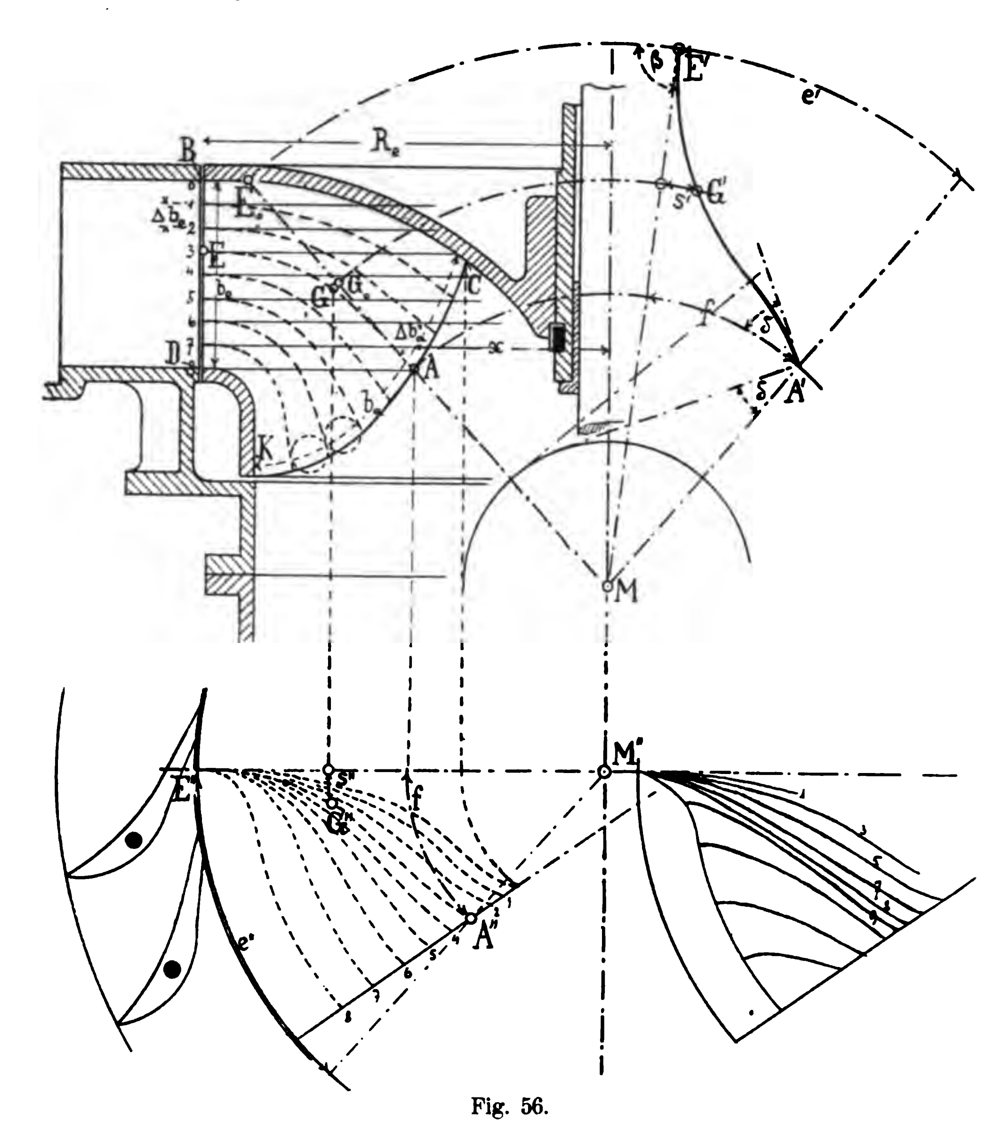


Fig. 56.

Schreibt man $\quad Q = u_a \cdot \sin\delta \cdot 2\pi \Sigma x \cdot \Delta b_a,$

so erkennt man, daß die Summe das statische Moment aller Bogenstückchen — also das der ganzen Austrittskante — in bezug auf die Achse ist. Man kann also statt ihrer das Moment $b_a \cdot x_0$ setzen, wenn b_a die Länge der Austrittskante und x_0 der Abstand ihres Schwerpunktes von der Achse ist.

Ferner ist ersichtlich, daß der Winkel δ mit abnehmendem x wachsen muß, denn u_a nimmt mit x ab, folglich muß $\sin\delta$ (also auch Winkel δ) in demselben Verhältnis zunehmen, wenn $u_a \cdot \sin\delta$ konstant bleiben soll. Offenbar

kann dieses nicht bis zum äußersten gehen, da $\sin\delta$ nicht größer als Eins werden kann.

Nach vorläufiger Bestimmung von R_e b_e und der Lichtweite des Saugrohres zeichne man den Achsenschnitt nach dem Gefühl, wobei der Anfang des Laufradquerschnittes die Fortsetzung des Leitapparates sein muß und die obere Begrenzungslinie allmählich in die Achsenrichtung übergehen soll. Auch die Austrittskante — die Innenkante der Schaufel oder besser die Mittellinie des normalen Austrittsquerschnittes — ziehe man in dieser Weise, wobei man eine Parabel zugrunde legen kann. Den Schwerpunkt derselben kann man graphisch bestimmen. Man hat nun Formel 36 anzuwenden

$$(t_e \cdot \sin\beta - \sigma_1)\, b_e\, u_e = (t_a \cdot \sin\delta - \sigma_2)\, b_a\, u_a,$$

wobei aber statt der ganzen Breite immer nur $\triangle b_e$ bezw. $\triangle b_a$ zu stehen hat und $u_a = v_a = v_x$ zu setzen wäre. Die linke Seite der vorstehenden Gleichung ist als gegeben anzusehen; auf der rechten ist alles vorhanden bis auf δ und σ_2 und man kann diese beiden Größen so bestimmen, daß w annähernd konstant bleibt auf der ganzen Austrittskante. Da man an σ_2 nicht viel ändern kann — die Schaufel vielleicht durchgehende Stärke bekommen soll — so bleibt nur Winkel δ als Größe, die durch Veränderung anzupassen ist. Oft wird man genötigt sein b_a etwas zu vergrößern oder zu verkleinern, überhaupt das Profil zu ändern, wenn man gute Verhältnisse erzielen will.

Die Aufzeichnung der Schaufel geschieht in der Weise, daß man für jede Schicht die Schaufelkurve zeichnet und diese dann in den Grundriß bringt. Man legt im Punkt A der Austrittskante eine Tangente an die Schichtlinie; diese schneidet die Achse in M. Läßt man M A um die Achse rotieren, so entsteht ein Kegel, dessen Mantel man ebenso benutzt, wie den Ergänzungskegel bei Verzahnung der Kegelräder. Man verzeichnet also auf diesem abgewickelten Mantel die Schaufelkurve E′A′, wickelt den Mantel zusammen und breitet ihn auf die Schichtfläche. Zu diesem Zweck bringt man die Strecken f, s′ usw. in den Grundriß, wobei nur f ungeändert bleibt, s″ aber aus s′ gefunden wird durch Multiplikation mit dem Verhältnis der Abstände der Punkte G_0 und G von der Achse.

Die gerade Strecke A E_0 ist gleich dem Bogen A E zu machen. Die Bogen B C und D K sollen möglichst gleiche Länge haben.

Schneidet die Austrittskante die Schichtlinien nicht rechtwinkelig, so sind die Stücke $\triangle b_a$ als die Durchmesser der eingeschriebenen Kreise aufzufassen.

Um den Hohlraum einer Zelle körperlich darzustellen oder ein Modell dazu anzufertigen, lege man Schnittebenen normal zur Achse durch das Rad und bestimme die Schnittpunkte dieser Ebenen mit den Schaufelkurven. Durch Verbindung dieser Schnittpunkte erhält man Horizontalkurven, wie dieses unten rechts dargestellt ist. Nach diesen Kurven schneidet man Bretter aus, welche aufeinander gelegt werden. Hat man die Schichthöhe gleich der Brettstärke gemacht, so ergibt der durch die Bretter gebildete Körper die gesuchte Form. Die treppenförmigen Abstufungen müssen natürlich abgerundet werden.

Details.

§ 11. Rohre.

Die lichte Weite von Zuleitungsröhren der geschlossenen Turbinen bestimmt man unter Voraussetzung einer gewissen Geschwindigkeit V, die das Wasser in denselben haben soll. Selbstverständlich kann diese Geschwindigkeit nie größer sein, als die aus der Druckhöhe h entstehende Geschwindigkeit $\sqrt{2g\,h}$, wenn h vertikal vom Oberwasserspiegel bis zum Ausflußpunkt gemessen ist. Bei Druckturbinen wird also die Geschwindigkeit des Wassers im Rohre stets kleiner als c sein. Gewöhnlich ist aber c so groß, daß man mit V schon aus anderen Gründen weit unter diesem Wert bleibt. Solange also nicht besondere Verhältnisse vorliegen, kann man V beliebig annehmen und setzt

$$\mathbf{V = 0{,}7 \div 1{,}5\ m\ pro\ Sek.} \qquad \ldots \qquad 48$$

Zur Berechnung der Rohrweite d dient die allgemeine Gleichung

$$Q = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot V \qquad \ldots \qquad 49$$

Wandstärke, Flanschendicke und -Breite, Anzahl und Stärke der Schrauben usw. nach der Normaltabelle.

Findet aus der Mündung eines Rohres freier Ausfluß statt, wie dieses z. B. bei dem als Leerlauf dienenden Hilfsrohr bei Fig. 9 der Fall ist, so ist natürlich $V = \sqrt{2g\,h}$ bezw. $\varphi \cdot \sqrt{2g\,h}$, wenn φ der Geschwindigkeitskoeffizient ist.

Die Reibung des Wassers in den Röhren führt einen Verlust an Druckhöhe herbei, welcher aber erst bei längerer Rohrleitung von Bedeutung ist. Dieser Verlust ist

$$h_r = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} \qquad \ldots \qquad 50$$

Hierbei ist l die Länge des Rohres und V wie oben die Geschwindigkeit des Wassers in demselben. Der Koeffizient λ ist von der Geschwindigkeit V abhängig. Nach Weißbach ist bei

V =	0,1	0,3	0,5	0,8	1	1,5 m
λ =	0,0443	0,0317	0,0278	0,025	0,0239	0,0221

Druckhöhenverluste entstehen auch in den Knieen der Rohrleitung, ferner an solchen Stellen, wo sich im Rohr eine Verengung oder Erweiterung befindet, wo sich also die Geschwindigkeit V plötzlich ändert. Hierüber siehe a. a. O.

---

§ 12. Rad und Welle.

Die Wandstärke des Kranzes der Turbinenräder kann genommen werden

$$\delta = 10 + 0{,}02\, R\ (mm) \qquad \ldots \qquad 51$$

sofern die Schaufeln aus Gußeisen bestehen. Werden die Schaufeln aus Blech gefertigt und mit eingegossen, so sei die Wand des Kranzes etwas stärker; man nimmt dann

$$\delta_1 = {}^9/_8\, \delta \div {}^5/_4\, \delta \qquad \ldots \qquad 52$$

Die Ränder der einzugießenden Schaufeln werden vorher verzinnt, wohl auch mit kleinen Auszackungen versehen. Sehr gut ist es, den Kranz von vornherein mit einem schmiedeeisernen Schrumpfring zu umbinden; größere Kränze werden oft gesprengt.

Die Armzahl kann etwa betragen

$$A = 2 + \frac{R}{400} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad 53$$

Den Querschnitt der Arme macht man meistens rechteckig mit abgerundeten Ecken. Ist h die Höhe des Rechtecks, das heißt die in der Radebene liegende Dimension, und b die Breite, so ist

$$\frac{b\,h^2}{6} \cdot s = \frac{M}{A}.$$

Das Moment berechnet sich aus Pferde- und Tourenzahl

$$M = 716\,200\,\frac{N}{n}\ \text{kg mm}.$$

Die Materialspannung betrage $s = 1 \div 2$ kg per qmm. Die Breite b nimmt man, um den Luft- resp. Wasserwiderstand möglichst gering zu halten, verhältnismäßig klein; oft nimmt man $b = \frac{h}{4}$. Bei elliptischem Querschnitt geht man mit b bis $\frac{h}{2}$ und hat die Gleichung

$$\frac{\pi}{32}\,b\,h^2 \cdot s = \frac{M}{A}.$$

Nimmt man statt der Arme eine mit Aussparungen versehene Scheibe, so kann deren Dicke 0,008 R + 20 mm betragen.

Die Welle einer Turbine ist gewöhnlich auf zusammengesetzte Festigkeit beansprucht, und zwar auf Torsion und Zug, sofern die Stützung derselben oberhalb des Turbinenrades stattfindet, wie dieses bei modernen Konstruktionen meistens der Fall ist. Da die Torsionsbeanspruchung meistens überwiegt, so berechne man die Welle zunächst auf dieses Moment und kontrolliere sodann, ob die Zugbeanspruchung keine allzugroße Vermehrung der Spannung herbeiführt. Ist s die Zugspannung und τ die Torsionsspannung, so ist die resultierende Spannung:

$$s_1 = {}^3/_8\,s + {}^5/_8\sqrt{s^2 + 4\,\tau^2}.$$

Zur vorläufigen Berechnung der Wellenstärke dient die Gleichung

$$M = 716\,200\,\frac{N}{n} = W_p \cdot \tau,$$

wo W_p das polare Widerstandsmoment des Querschnitts bezeichnet. Ist also der Querschnitt ein voller Kreis, so ist $W_p = \frac{\pi}{16} D^3$; ist er ein Kreisring, so ist

$$W_p = \frac{\pi}{16}\,\frac{D^4 - d^4}{D}.$$

Beim Kreisring könnte man zwischen d und D ein Verhältnis annehmen, wodurch die Gleichung sehr vereinfacht wird. Meistens aber hat man dafür zu

sorgen, daß d ein gewisses Maß hat, denn es soll in der hohlen Welle die Stützsäule oder Tragstange untergebracht werden. Letztere ist also **vorher** zu berechnen, so daß man von ihrem Durchmesser den innern Durchmesser der hohlen Welle abhängig machen kann. Bei kürzeren Wellen genügt ein Zuschlag von 15 bis 20 mm, bei längeren Wellen gibt man bis 30 mm. Aus obiger Gleichung findet man D durch Probieren, wenn d angenommen wurde.

Die Tragstange ist auf Zerknicken zu berechnen, und zwar nach dem zweiten Fall, da man ihre Befestigung oben und unten nicht als sehr fest ansehen kann. Man setze also

$$m\,P = \pi^2 \frac{E\,J}{l^2}.$$

Den Sicherheitsgrad m nimmt man = 10 bis 20. l ist die Länge der Tragstange, J das Trägheitsmoment des Querschnitts und E der Elastizitätsmodul des Materials.

Die Kraft P, welche die Säule belastet — der Druck auf die Spurplatte — besteht aus folgenden Teilen:

1. Dem Eigengewicht des Turbinenrades,
2. dem Gewicht der hohlen Welle, der Zapfenkonstruktion und unter Umständen einem massiven Fortsatz der Welle,
3. dem Gewicht des Zahnrades und unter Umständen einer axialen Komponente des Zahndruckes,
4. dem Druck, den das Wasser auf das Turbinenrad ausübt.

Die Torsionsspannung für Gußeisen setzt man vorläufig zu 1 bis 1,6 kg ein; die Zugspannung s ergibt sich aus

$$P_1 = F \cdot s,$$

wo P_1 die Zugkraft ist und F der Inhalt des Querschnitts. Rohrförmige Wellen gießt man bis zu einer Länge von 5 m als ein Stück.

Den Spurzapfen berechnet man so, daß ein Flächendruck von 0,5 bis 0,8 sogar bis 1 kg pro Quadratmillimeter auftritt. Aussparungen, z. B. Schmiernuten sind in Abrechnung zu bringen.

1. Beispiel. Die in § 8 betrachtete Jonval-Turbine sollte 52 PS leisten bei 120 minutlichen Umdrehungen. Der Wasserdruck wurde dort zu 2340 kg berechnet. Diese Turbine soll eine massive Schmiedeeisenwelle erhalten, welche oben an einem Ring- oder Kammzapfen aufzuhängen ist.

Das Drehmoment ist

$$M = 716200 \cdot \frac{52}{120} = 310000 \text{ kgmm}.$$

Nimmt man die Torsionsspannung τ zu 4 kg pro Quadratmillimeter an, so findet man aus $M = \frac{\pi}{16} D^3 \tau$

$$D = \sqrt[3]{\frac{310000 \cdot 16}{\pi \cdot 4}} = \sqrt[3]{394000} = 73{,}5 \text{ mm}.$$

Das Radgewicht habe sich zu 360 kg ergeben, die ganze Axialkraft ist dann $2340 + 360 = 2700$ kg. Hat die Welle selbst noch ein Gewicht von 150 kg, so ist

$$P_1 = 2850 = \frac{73{,}5^2 \pi}{4} . s$$

also die Zugspannung:

$$s = 0{,}675 \text{ kg pro Quadratmillimeter.}$$

Die ideelle Spannung ist demnach

$$S_i = {}^3/_8 . 0{,}675 + {}^5/_8 \sqrt{0{,}675^2 + 4 . 4^2} = 5{,}27 \text{ kg pro Quadratmillimeter.}$$

Hätte man die Welle von vornherein stärker genommen, etwa $d = 4 \sqrt[4]{M} = 90$ mm, so wäre der Einfluß der Zugkraft noch weniger bemerkbar geworden.

2. Beispiel. Die im ersten Beispiel des § 6 berechnete Girard-Turbine hatte 0,83 m Radius und leistete bei 39,7 Umdrehungen in der Minute 46,8 Pferdestärken. Die Turbine soll eine gußeiserne hohle Welle mit Stützsäule bekommen, deren Länge auf 2,9 m festgesetzt ist.

Der Wasserdruck senkrecht auf die Radebene ist

$$P_W = \frac{Q \gamma}{g} . (c \sin \alpha - w)$$

$$P_W = \frac{1{,}8 . 1000}{9{,}81} . (6{,}38 . 0{,}375 - 1{,}34) = 193 \text{ kg.}$$

Das Gewicht des Turbinenrades sei ermittelt zu 400 kg. Die hohle Welle mit Kuppelung (Zapfenkonstruktion) sei vorläufig abgeschätzt zu 150 kg. Auf der Gußeisenwelle sitzt noch eine schmiedeeiserne Verlängerung, deren Gewicht 100 kg beträgt. Schließlich folgt das Zahnrad, dessen Gewicht 400 kg sein möge. Das ganze, die Säule belastende Gewicht ist also

$$193 + 400 + 150 + 100 + 400 = 1243 \text{ kg} \sim 1300 \text{ kg.}$$

Die Berechnung der Säule auf Knickfestigkeit liefert demnach

$$m . P = \pi^2 \frac{E J}{l^2}; \quad 20 . 1300 = \frac{9{,}87 . 20000 . \frac{\pi}{64} d^4}{2900^2}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{20 . 1300 . 64 . 8400000}{9{,}87 . 20000 \pi}} = 69 \text{ mm}$$

$$d \sim 70 \text{ mm.}$$

Der innere Durchmesser der hohen Welle kann also zu 90 mm angenommen werden.

Das zu übertragende Moment beträgt

$$M = 716200 . \frac{46{,}8}{39{,}7} = 845000 \text{ mmkg.}$$

Setzt man jetzt $M = Wp . \tau$ und rechnet, um große Zahlen zu vermeiden, in Zentimetern, so ist, wenn man $\tau = 150$ kg pro Quadratzentimeter setzt

$$84500 = \frac{\pi}{16} . \frac{D^4 - 9^4}{D} . 150$$

$$2870 = \frac{D^4 - 6550}{D} .$$

Die Gleichung ist in bezug auf D vom vierten Grade; am einfachsten findet man D durch Probieren. Am besten ist es, wenn man der Gleichung erst die Form gibt

$$2870 = D^3 - \frac{6550}{D} .$$

Setzt man D = 15 cm, so wäre

$$2870 = 3375 - 436 = 2939.$$

Folglich ist D = 15 cm zu groß.

Für D = 14,5 ergibt sich

$$2870 = 3050 - 401 = 2649.$$

Folglich ist D = 14,5 cm zu klein. Ziemlich genau paßt D = 14,9 cm.

Das Rohr hat mithin eine Wandstärke von ca. 30 mm.

Der Inhalt der Querschnittsfläche ist, bei D = 15 cm

$$\frac{D^2 \pi}{4} - \frac{d^2 \pi}{4} = 176 - 63{,}3 = 112{,}7 \text{ qcm.}$$

Mithin ist die entsprechende Zugspannung

$$s = \frac{P^1}{F}$$

wo $P_1 = 400 + 192 + 150 = 742 \infty 750$ kg.

$$s = \frac{750}{112{,}7} = 6{,}65 \text{ kg pro Quadratzentimeter oder } 0{,}0665 \text{ kg pro Quadratmillimeter,}$$

Dieser geringfügige Spannungszuschlag kann offenbar vernachlässigt werden.

Man hätte auch zwischen d und D ein Verhältnis annehmen können $\frac{d}{D} = \alpha$; alsdann nahm die obige Gleichung die Form an

$$M = \frac{\pi}{16} D^3 (1 - \alpha^4) \tau$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{M \cdot 16}{\tau \cdot \pi \cdot (1-\alpha^4)}}; \quad d = \alpha D.$$

Die Formel ist zwar bequem, doch weiß man nicht voraus, ob für d ein genügend großer Wert entsteht.

Ergibt sich bei Annahme von d für D ein zu kleiner Wert, das heißt eine zu geringe Wandstärke, so wählt man D mit Rücksicht auf die Herstellung groß genug.

Wählt man in vorstehendem Beispiel den Flächendruck für den Spurzapfen 0,6 kg pro Quadratmillimeter, so ergibt sich eine Spurfläche von

$$\frac{1300}{0{,}6} = 2170 \text{ qmm,}$$

woraus ein Durchmesser von 52,6 mm folgen würde. Mit Rücksicht auf die Schmiernuten wäre derselbe noch etwas zu vergrößern.

---

§ 13. Regulierapparate.

Bei Berechnung der Regulierapparate ist auf die besondere Einrichtung derselben Rücksicht zu nehmen. Da bei den meisten die Überdeckung einer Öffnung bezweckt wird, so kommt meistens der bekannte Satz aus der Hydrostatik zur Geltung, nach welchem irgend ein Stück der Wandfläche eines Gefäßes einen Druck erfährt, welcher gleich ist dem Gewicht einer Wassersäule, welche jenes Flächenstück als Grundfläche und den Abstand seines Schwerpunktes vom Oberwasserspiegel zur Höhe hat. Ist also F die Fläche in Quadratdezimetern und h die Höhe in Dezimetern, so ist der Wasserdruck

$$P_w = F \cdot h \text{ kg.}$$

Dieser Druck setzt sich in Reibung um, wenn die betreffende Verschlußplatte auf ihrer Fläche — behufs Öffnung oder Schließung des Durchgangs — zu verschieben ist. Für einen Gleitschieber ist also im allgemeinen die zur Verschiebung nötige Kraft

$$P = F \cdot h \cdot \mu,$$

wo μ der Reibungskoeffizient ist, den man hier nicht zu klein schätzen darf.

Für die Bewegung von Eisen auf Eisen im Wasser kann $\mu = 0,3$ bis 0,35 gesetzt werden.

Bei einer Drosselklappe ist nur die Zapfenreibung zu überwinden. Ist wieder F die Fläche der Klappe in Quadratdezimetern und h die auf ihr lastende Wassersäule in Dezimetern, so ist wie vorher der Wasserdruck $= F \cdot h$. Bezeichnet noch r den Radius der Zapfen, so ist das zu überwindende Reibungsmoment

$$m = F\, h\, \mu_1\, r,$$

wo μ_1 der Koeffizient für Zapfenreibung ist.

Haben die beiden Zapfen ungleiche Stärke, kommt aber auf jeden die Hälfte der ganzen Belastung, so ist das Reibungsmoment

$$m = F\, h\, \mu_1 \left(\frac{r_1 + r_2}{2}\right).$$

Der eine dieser Zapfen muß natürlich stark genug sein, dieses Moment durch sich hindurchzuleiten, wenn die Drosselklappe durch ein Zahnrad bewegt wird, welches außerhalb der Lager sitzt.

1. Beispiel. Der ringförmige Planschieber Fig. 16 hat 800 mm äußern Radius und 620 mm innern. Der Beaufschlagungsgrad ist 0,4, auf dem Schieber ruht eine Wassersäule von 1,96 m.

Die Schieberfläche in Quadratdezimetern ist

$$F = (8^2 \pi - 6{,}2^2 \pi)\, 0{,}4 = 32 \text{ qdm}$$

und der Wasserdruck darauf

$$P_W = F \,.\, h = 32 \,.\, 19{,}6 = 626 \text{ kg}.$$

Die zum Schieben nötige Kraft, das heißt die Reibung ist

$$P = F \,.\, h \,.\, \mu = 626 \,.\, 0{,}35 = 219 \text{ kg}.$$

Nimmt man an, daß diese Reibung in der Mitte der Schieberbreite angreift, so ist das Reibungsmoment in bezug auf die Drehachse des Schiebers

$$M = \frac{800 + 620}{2} \,.\, 219 = 155\,500 \text{ kgmm}.$$

Hat das auf dem Schieber sitzende Zahnsegment einen Radius von 740 mm, so ist der Zahndruck

$$p = \frac{155\,500}{740} = 210 \text{ kg}.$$

Berechnet man für diesen Druck die Zahnteilung aus der Formel $b\, t = 16{,}8 \frac{p}{s}$ mit $b = 2\, t$ und $s = 2$ kg, so erhält man

$$t = \sqrt{\frac{16{,}8 \,.\, 210}{2 \,.\, 2}} = \sqrt{880} = 29{,}6 \text{ mm}.$$

Nimmt man $t = 10\,\pi$ und gibt dem in das Segment eingreifenden Rade 12 Zähne, so wird dessen Radius

$$r = \frac{z}{2} \cdot \frac{t}{\pi} = 60 \text{ mm}.$$

Mithin ist das Moment der nach oben führenden Welle

$$M_1 = 210 \,.\, 60 = 12\,600 \text{ kgmm}.$$

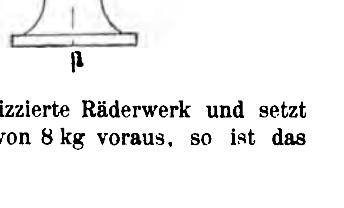


Fig. 57.

Geschieht der Betrieb oben durch das in Fig. 57 skizzierte Räderwerk und setzt man einen Kurbelarm von 320 mm, sowie eine Kurbelkraft von 8 kg voraus, so ist das Antriebsmoment

$$M_2 = 8 \,.\, 320 = 2560 \text{ kgmm}$$

und die gesamte Übersetzung

$$J = \frac{12600}{2560} = 4{,}92.$$

Damit ein möglichst leichter Gang zustande komme, sei J auf 6 abgerundet. Nimmt man die Übersetzung der Räder A a

$$i_a = 3{,}5$$

so wird die der Räder b B,

$$i_b = \frac{J}{i_a} = \frac{5}{3{,}5} = 1{,}72.$$

Wählt man für a 14 Zähne, so erhält A 3,5 . 14 = 49 Zähne. Angenommen $z_b = 25$: $z_B = 25 . 1{,}72 = 43$.

Der Bogen des Zahnsegments hat die Länge $\frac{2 . 740 \pi . 0{,}4}{2} = 930$ mm, während der Umfang des eingreifenden Rädchens $2 . 60 \pi = 377$ mm ist. Die nach oben führende Welle muß also $\frac{930}{377} = 2{,}47$ Umdrehungen machen, um den ganz offenen Schieber ganz zu schließen. Die gleichzeitige Umdrehungszahl der Kurbel oben ist $2{,}47 . J = 2{,}47 . \frac{49}{14} . \frac{43}{25} = 14{,}85$.

Ist auf die Verlängerung der dritten Welle Gewinde von 7 mm Steigung geschnitten, durch welches der Zeiger bewegt wird, so muß die Skala eine Länge von 7 . 14,85 = 104 mm haben.

Teilung der Räder B, b; $t_B = 4{,}72 \sqrt[3]{\frac{M}{Z} . \frac{t}{b} \frac{1}{s}}$

$$t_B = 4{,}72 \sqrt[3]{\frac{12600}{43 . 2 . 2{,}5}} = 18{,}3 \text{ mm.}$$

Für die Ausführung sei t_b auf 8π festgesetzt; die Radien sind alsdann $r_b = 100$; $r_B = 171{,}5$ mm.

Für die Räder A a erhielt man eine Teilung

$$t_a = 4{,}72 \sqrt[3]{\frac{2560}{14 . 2 . 2{,}5}} = 15{,}7 \text{ mm.}$$

Für die Ausführung sei auf t_a auf 7π festgesetzt; die Radien sind alsdann $r_a = 49$ mm; $r_A = 172$ mm.

Die Spannung wurde s = 2,5 kg pro Quadratmillimeter gesetzt, die Zahnbreite b = 2 t.

2. Beispiel. In einem Rohre von 800 mm lichter Weite befindet sich eine Drosselklappe, auf welche im geschlossenen Zustande eine Wassersäule von 8,6 m Höhe wirkt.

Die Fläche dieser Klappe ist

$$F = \frac{8^2 \pi}{4} = 50{,}2 \text{ qdm.}$$

Mithin lastet auf derselben ein Wasserdruck von

$$P_W = F . h = 50{,}2 . 86 = 4320 \text{ kg.}$$

Kommt auf jeden Zapfen die Hälfte = 2160 kg und wählt man für die Zapfen das Verhältnis $\frac{l}{d} = 1$ bei einer Spannung s = 5 kg pro Quadratmillimeter, so wird der Durchmesser

$$d = \sqrt{\frac{16 . P}{\pi . s} . \frac{l}{d}} = \sqrt{\frac{16 . 2160}{\pi . 5} . 1} = 46{,}8 \backsim 50 \text{ mm.}$$

Nimmt man vorläufig beide Zapfen als gleich an, so wird bei einem Reibungskoeffizienten $\mu_1 = 0{,}3$ das Reibungsmoment

$$m = F h \mu_1 r = 4320 . 0{,}3 . 25 = 32400 \text{ kgmm.}$$

Stellt man demselben ein Arbeitsmoment von 8 . 350 = 2800 kgmm gegenüber und wählt als Bewegungsmechanismus Schraube ohne Ende, so müßte das — voll verzahnt gedachte — Schneckenrad eine Zähnezahl bekommen

$$z = \frac{m . n}{m_a . \eta},$$

wenn n die Anzahl der Gänge der Schraube (ob ein- oder zweigängig usw.) bezeichnet und η den Wirkungsgrad. Der letztere ist annähernd:

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{r}{s}}, \text{ wo r der Schraubenradius und s die Steigung.}$$

Nimmt man $\frac{r}{s} = 2$ an, so wird $\eta = \frac{1}{3}$ macht man die Schraube eingängig, setzt also $n = 1$, so wird

$$z = \frac{32400 \cdot 1}{2800 \cdot 0{,}333} = 34{,}7 \infty 40.$$

Da die Klappe bloß eine Vierteldrehung zu machen braucht, so ist bloß ein Quadrant mit 10 Zähnen auszuführen.

Die Zahnteilung würde bei $b = 2t$ und $s = 2{,}5$ kg

$$t = 4{,}72 \sqrt[3]{\frac{32400}{40 \cdot 2 \cdot 2{,}5}} = 25{,}7 \text{ mm.}$$

Wählt man für die Ausführung $t = 10\pi$, so wird der Radius

$$R = \frac{z}{2} \frac{t}{\pi} = 200 \text{ mm;}$$

mithin herrscht am Umfang der Zahndruck $P = \frac{m}{R} = \frac{32400}{200}$

$$P = 162 \text{ kg.}$$

Ein Zapfen von 50 mm leitet ein Moment von 32400 kgmm durch bei einer Spannung

$$\tau = \frac{m}{Wp} = \frac{32400}{\frac{\pi}{16} \cdot 50^3} = 1{,}32 \text{ kg.}$$

Würde man die resultierende Spannung berechnen und selbst noch den Zahndruck am Schneckenrade berücksichtigen — das Rad dicht am Zapfen gedacht — so würde kein zu hoher Wert entstehen, so daß man auch für den Zapfen zwischen Rad und Klappe $d = 50$ mm lassen könnte.

Die Fig. 58 und 59 zeigen noch in schematischer Darstellung die Ausführung einer Selbstregulierung mit Transmissionsbetrieb und einer solchen mit hydraulischem Betrieb. (H. Queva & Co.)

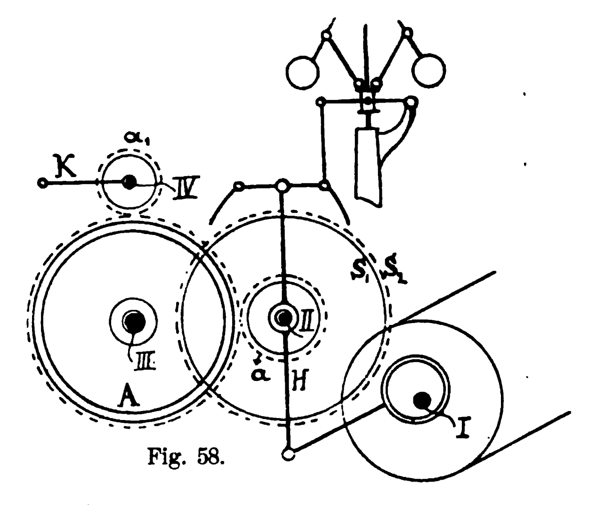


Fig. 58.

Auf der Welle I (Fig. 58), welche durch die Transmission in beständiger Bewegung erhalten wird, sitzt ein Exzenter, das den Hebel H in schwingende Bewegung versetzt. Dieser Hebel sitzt zwischen zwei gleichen, aber entgegengesetzt verzahnten Sperrädern S_1 und S_2 und trägt oben an einem Balancier zwei Klinken. Vom Stande des Zentrifugal-Regulators wird es abhängen, welche von diesen Klinken zur Wirkung kommen soll, das heißt, ob die Welle nach rechts oder links geschaltet wird. Durch die Zahnräder a A wird die Bewegung der Sperräder auf die Welle III übertragen, welche nun das Regulierorgan betätigt. Welle IV mit Zahnrad a_1 und Kurbel K dient zur Bewegung des Reguliermittels durch die Hand. In Wirklichkeit ist aber

der Regulator nicht direkt mit den Sperrklinken verbunden; es befindet sich vielmehr zwischen den Klinken und den Sperrädern der Sektor eines Blechmantels, welcher um die Welle II drehbar ist und mit dem Regulator in Verbindung steht. Dieser Mantel, welcher nur einen Teil des Radumfanges bedeckt, wird also vom Regulator eingestellt und damit ist es bestimmt, welche von den beiden Klinken wirken soll. Die andere rutscht unwirksam auf dem Blech hin und her.

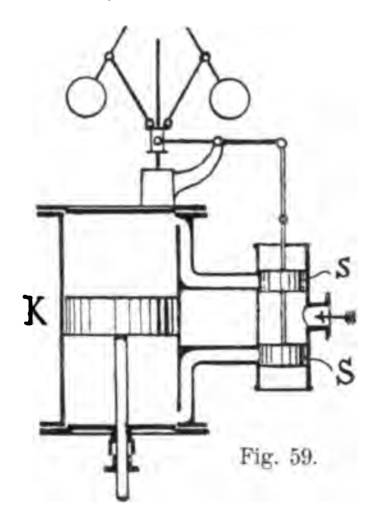


Fig. 59.

Bei dem hydraulischen Regulator Fig. 59 wird durch den Zentrifugalregulator ein Kolbenschieber S S bewegt, wodurch bestimmt wird, ob das Druckwasser über oder unter den Arbeitskolben K treten soll. Durch Verschiebung von K aber wird das innere Regulierorgan der Turbine, welches mit der Stange von K verbunden ist, bewegt und dadurch der Gang der Maschine gleichförmig gemacht, das zum Betrieb dieses Apparates nötige Druckwasser kann bei höheren Gefällen direkt dem Aufschlagwasser entnommen werden; in anderen Fällen wird man eine Pumpe mit Akkumulator aufstellen müssen.

J. M. Gebhardt's Verlag, Leipzig.

Von den an J. M. Gebhardt's Verlag in Leipzig übergegangenen

Technischen Lehrheften

liegen bis jetzt vor:

Maschinenbau.

Beyrich, F., Ing., **Berechnung und Ausführung der Wasserräder.** Elementare Einführung in die Theorie der Wasserräder mit erläuternden Rechnungsbeispielen. 1898. IV und 48 S. gr. 8° mit 25 Abbildungen. Brosch. 1 ℳ 40 ₰; geb. 1 ℳ 80 ₰.

Keſsler, J., Ing., **Die Dampfmaschinen.** I. Teil: **Konstruktion der Dampfmaschinen.** Beschreibung der Dampfmaschinen, der verschiedenen Bauarten und Einzelheiten. Die Steuerungen und deren Diagramme. Die Kondensatoren. 2. verm. und verb. Auflage. 1904. IV und 128 S. gr. 8° mit 168 Abbildungen. Brosch. 5 ℳ; geb. 6 ℳ.

II. Teil: **Berechnung der Dampfmaschinen.** Kurzgefaßte Theorie der Wärme, der Gase und des Wasserdampfes. Theorie der Dampfmaschinen und Anleitung zur Berechnung derselben. 1903. Zweite, verbesserte und vermehrte Auflage. 59 S. gr. 8° mit 34 Abbildungen. Brosch. 1 ℳ 80 ₰; geb. 2 ℳ 30 ₰.

III. Teil: **Berechnung der Schwungräder und Zentrifugalregulatoren.** Elementare Darstellung mit erläuternden Rechnungsbeispielen und 38 in den Text gedruckten Abbildungen. 1904. Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage. 48 S. gr. 8°. Geb. 1 ℳ 80 ₰.

I/III. Teil (Text) in einem Bande geb. mit Atlas 9 ℳ 50 ₰

—— **Grundzüge der Mechanik.** Kurzgefaßtes Lehrbuch in elementarer Darstellung. I. Teil: **Statik fester Körper.** 1901. VIII und 136 S. gr. 8° mit 145 Abbildungen. Brosch. 3 ℳ 50 ₰; geb. 4 ℳ.

Korn, H., Ing., **Die Maschinenelemente.** Als Leitfaden für den Unterricht an techn. Mittelschulen und als Handbuch für den Techniker. 1900/01. XII und 250 S. gr. 8° mit 38 farbigen und 22 schwarzen Tafeln sowie 263 Textfiguren. Brosch. 9 ℳ 40 ₰; geb. 10 ℳ.

Das Werk ist auch in zwei Teilen zu haben:

Der erste enthält: Schrauben, Nieten, Querkeile, Zapfen, Lager, Achsen, Längskeile, Wellen, Kuppelungen und kostet brosch. 5 ℳ 40 ₰, geb. 6 ℳ.

Der zweite umfaßt: Zahnräder, Reibungsräder und Reibungskuppelungen, Riementriebe, Seiltriebe, Kurbelgetriebe, Wellen in zwei Ebenen belastet, Kurbelwellen, Krummachsen oder gekröpfte Kurbelwellen, Exzenter und kostet brosch. 4 ℳ, geb. 4 ℳ 50 ₰.

Voſs, R. v., Dipl.-Ing., **Grundzüge der Gleichstromtechnik.** Als Lehrbuch beim Unterricht an technischen Fachschulen sowie als Hilfsbuch für Studierende höherer technischer Lehranstalten.

I. Teil. 1903. VIII und 96 S. gr. 8° mit 56 Abbildungen im Text und zwei Tafeln. Brosch. 3 ℳ; geb. 3 ℳ 60 ₰.

II. Teil. 1904. VIII und 185 S. gr. 8° mit 98 Abbildungen im Text und 11 Tafeln. Brosch. 5 ℳ 40 ₰; geb. 6 ℳ.

Beide Teile in einem Bande geb. 9 ℳ 30 ₰.

Zizmann, P., Ing., **Die Krane.** I. Teil: **Berechnung und Konstruktion der Gestelle der Krane.** 1903. Zweite, neu bearbeitete Auflage. 44 S. gr. 8° mit 87 Textfiguren, zahlreichen Rechnungsbeispielen, sowie 6 Konstruktionstafeln. Geb. 3 ℳ.

II. Teil: **Antrieb der Krane.** 1900. III und 71 S. gr. 8° mit 191 Abbildungen. Brosch. 2 ℳ 40 ₰; geb. 2 ℳ 80 ₰. Neue Auflage im Herbst 1905.

Technische Lehrhefte.

Bauwissenschaft.

Birven, Heinr., Ing., **Das Fachwerk.** Eine Einführung in die statische Berechnung desselben. Zugleich ein Repetitorium für den ausübenden Techniker. 1903. IV und 24 S. gr. 8° mit 22 Abbildungen. Geb. in Leinwand 1 ℳ 50 ₰.

Geißler, L., Architekt, **Das bürgerliche Wohnhaus.** Eine Sammlung einfacher bürgerlicher Wohnhäuser. Dargestellt in Ansichten, Grundrissen, Schnitten und Details. Für den Gebrauch in Schule und Praxis.
I. Teil: **Freistehende Häuser.** 1900. 4 S. Text und 26 Tafeln in Groß-Folio. In Mappe 5 ℳ
II. Teil: **Eingebaute Häuser.** 1902. 4 S. Text und 24 Tafeln in Groß-Folio. In Mappe 5 ℳ

Schulze, G. C., Baumeister, **Die Dachschiftungen.** Anleitung zur Erlernung und Anwendung der verschiedenen Schiftungsmethoden für Zimmerleute, Bauschüler, Techniker usw. 1895. 4 S. Text und 36 Figuren auf drei lithographischen Tafeln in Groß-Folio. Preis 1 ℳ 20 ₰.

Tietjens, J., Architekt, **Die Bauformenlehre.** Eine gedrängte Zusammenstellung der wichtigsten Regeln und Verhältniszahlen für das Auftragen der Säulenordnungen und das Entwerfen der Fassaden sowie deren Einzelteile. Zum Gebrauche für technische Schulen und die Praxis. Zweite verbesserte Auflage. 1905. IV und 24 S. gr. 8° mit 213 Figuren auf 15 lithographischen Doppeltafeln. Brosch. 2 ℳ; geb. 3 ℳ.

Ulbrich, A., Dr., Architekt, **Bürgerliche Baukunde.** Anleitung zum Entwerfen der Grundrisse von Villen, freistehenden und eingebauten Familienwohnhäusern und Miet- oder Zinshäusern. (1895. VIII und 67 S. gr. 8° mit 121 Figuren. Brosch. 2 ℳ 80 ₰; geb. 3 ℳ 20 ₰). Neue Auflage im Herbst 1905.

Volland, G. C., Architekt, **Die Dachkonstruktionen.** Zum Gebrauche für Techniker, Bauhandwerker, Baugewerkschüler usw. und zum Selbststudium.
I. Hälfte. 1897. VIII und 51 S. gr. 8° mit 236 Figuren. Inhalt: Einfache Dächer ohne und mit Kniestock, Pultdächer, Mansarddächer, Bohlendächer, Shed- oder Sägedächer. Brosch. 3 ℳ; kart. 3 ℳ 30 ₰; geb. 3 ℳ 50 ₰.
II. Hälfte. 1904. VIII und 105 S. gr. 8° mit 247 Figuren und 4 lithographischen Tafeln mit 37 Einzelfiguren. Inhalt: Dächer mit nicht unterstützten Balkenlagen, Dächer ohne Balkenlagen. Zelt- und Turmdächer. Kuppeldächer. Brosch. 4 ℳ 20 ₰; geb. 5 ℳ.
Beide Teile in 1 Band geb. 8 ℳ.

Mathematik.

Kuhn, Karl, Dr., **Lehrbuch der Elementar-Arithmetik.** In zwei Teilen.
I. Teil. Zweite, verbesserte Auflage. 1900. IV und 48 S. gr. 8° mit 3 Figuren. Brosch. 1 ℳ 50 ₰; kart. 1 ℳ 80 ₰; geb. 2 ℳ.
II. Teil. 1897. VI und 53 S. gr. 8°. Brosch. 1 ℳ 50 ₰; kart. 1 ℳ 80 ₰; geb. 2 ℳ.
Beide Teile in 1 Band geb. 3 ℳ 60 ₰.

—— **Lehrbuch der Stereometrie.** 1896. IV und 24 S. gr. 8° mit 36 Figuren. Brosch. 90 ₰; kart. 1 ℳ 10 ₰.

Meigen, F., Dr., **Lehrbuch der Geometrie.** 1900. Zweite, verbesserte und vermehrte Auflage. IV und 83 S. gr. 8° mit 159 Figuren. Brosch. 2 ℳ; geb. 2 ℳ 40 ₰.

—— **Lehrbuch der Trigonometrie.** 1896. IV und 60 S. gr. 8° mit 41 Figuren. Brosch. 1 ℳ 20 ₰; kart. 1 ℳ 40 ₰

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.


89090524661
B89090524661A